

ISSN 2079-0791



ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

34'2015

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут"

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

Серія: "Проблеми механічного приводу"

№ 34 (1143) ' 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2015

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – 179с.

Державне видання. Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ №5256 від 2 липня 2001 року.

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету "ХПІ" внесено до "Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук", затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010р., №1-05/4 (Бюлетень ВАК України, №6, 2010р., с.3, №20).

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень і розробок в галузі зубчастих передач та редукторобудування, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій і підприємств. Статті містять матеріали доповідей 46-ї міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу" ЗП-2015.

Координаційна рада: Л.Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф. (голова); К.О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (секретар); А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; С.І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є.С. Александров, д-р техн. наук, проф.; А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.; Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М.Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.; А.І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.; В.Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І.Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.; В.В. Єліфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю.І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.; П.О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.; С.І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.; В.І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г.В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.; О.К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В.І. Николаєнко, канд. іст. наук, проф.; П.Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В.А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.; М.І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю.В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.; М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії: М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); О.В. Устиненко, канд. техн. наук, доц. (заступник відповідального редактора); О.В. Бондаренко, канд. техн. наук (відповідальний секретар);

К.Б. Арнаутов, д-р техн. наук, проф.; Д.Т. Бабічев, д-р техн. наук, проф.; М. Бошанські, д-р техн. наук, проф.; В.М. Власенко, канд. техн. наук, с.н.с.; С.С. Гутиря, д-р техн. наук, проф.; Б.І. Кіндрацький, д-р техн. наук, проф.; П.І. Львов, д-р техн. наук, проф.; Х.С. Самідов, д-р техн. наук, проф.; В.Є. Старжинський, д-р техн. наук, проф.; В.М. Стрельников, д-р техн. наук, проф.; М.Е. Тернюк, д-р техн. наук, проф.; В.Г. Хромов, д-р техн. наук, проф.; В.В. Шелюфаст, д-р техн. наук, проф.

У квітні 2013р. Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Проблеми механічного приводу", включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".

Протокол №6 від 29 травня 2015 р.

© Національний технічний університет "ХПІ", 2015

**Сборник посвящается
100-летию со дня рождения
доктора технических наук, профессора**



**МИХАИЛА ЛЕОНТЬЕВИЧА
НОВИКОВА
(1915-1957)**

А.С. ЯКОВЛЕВ, к.т.н., доц., директор ООО "СПИН", Орел, Россия

НОВИКОВ МИХАИЛ ЛЕОНТЬЕВИЧ В ВОСПОМИНАНИЯХ КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК ЯКОВЛЕВА А.С.

Статья посвящена 100-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора М.Л. Новикова, создателя круговинтовой системы зацепления. Автор, который лично знал М.Л. Новикова, вспоминает о встречах с ним, анализирует достижения и проблемы в области внедрения передач Новикова. Рассмотрен вклад в развитие зацепления М.Л. Новикова ведущих советских ученых "зубчатников", продолживших исследования после его кончины. Также кратко рассмотрена возможность образования передачи М.Л. Новикова классическими методами Виллиса и Оливье.

Ключевые слова: зубчатая передача, зацепление М.Л. Новикова, контактная прочность.

В 1956 году доктор технических наук, профессор, начальник одной из кафедр ВВИА им. Жуковского выступал с лекцией о новом "точечном зацеплении предназначенным для высоконагруженных зубчатых передач" на Коломенском Паровозостроительном (ныне 3-д Тепловозостроительный), где я работал с 1950 года инженером и в это время был аспирантом ВНИТИ (без научного руководителя).

В ответ на мою просьбу стать моим научным руководителем Михаил Леонтьевич дал мне экземпляр своей диссертации и предложил (в качестве испытания, как я понял) мне разобраться в ней и посчитать вариант заводской передачи.

Через месяц я приехал к нему в академию ВВИА им. Жуковского с чертежами заводских передач и в дальнейшем посещал его там неоднократно. Переговоры о его научном руководстве продвигались достаточно успешно, но осуществлению этих планов помешала болезнь и преждевременная кончина М.Л. Новикова.

Михаил Леонтьевич был одержимым, беспредельно преданным науке, и прежде всего скромным, благородным и внимательным человеком и объективным собеседником, без тени чванства и амбиций. Приведу характерные примеры. Приехав первый раз в ВВИА, я привез чертежи двух вариантов заводской передачи с зацеплением Новикова, причем один из вариантов был ДЛЗ (отсутствовал в его диссертации).

На зубчатых колесах обоих вариантов мною были посчитаны общие нормы, увидев которые Михаил Леонтьевич сказал, что в его зацеплении общая норма отсутствует.

Я стоял на своем и доказывал существование нормы. Присутствовавшие при этом его аспиранты Р.В. Федякин и В.А. Чесноков, а также аспирант ИМАШ АН СССР Н.Н. Краснощеков дружно стали доказывать отсутствие общей нормы. Завязалась дискуссия.

В итоге Михаил Леонтьевич спокойно сказал: "Он прав общая норма существует", сказал это спокойно с одобряющей меня улыбкой.

И еще. Во время одной из наших бесед к нему подошла секретарь и сказала, что его срочно вызывает генерал-лейтенант, начальник Академии. Михаил Леонтьевич сказал мне: "Извините, Анатолий Сергеевич, я постараюсь освободиться как можно скорее" и обращаясь к помощникам: "Роман Васильевич, Виктор Алексеевич, займите, пожалуйста, Анатолия Сергеевича". Он в то время начальник кафедры, полковник ВВИА, доктор технических наук, профессор, а я-то всего молодой задиристый инженер! Много ли Вы встречали руководителей, так бережно обходящихся с собеседниками, стоящими на столько рангов ниже?

© А.С. Яковлев, 2015

А кому из Вас, в том числе и автору, не приходилось часами ждать приема какого-нибудь чиновника высокого ранга, единственным достоинством которого был его высокий ранг?

Непосредственно после защиты диссертации [1] Михаил Леонтьевич развернул бурную деятельность по внедрению предложенных им передач в промышленность, в чем ему активно помогали Р.В. Федякин и В.А. Чесноков. За короткий промежуток времени в процесс исследования и внедрения новых передач были вовлечены десятки ВУЗов, НИИ, заводов и сотни энтузиастов.

За прошедшие более полувека промышленностью выпущено сотни тысяч редукторов с новым зацеплением, в том числе около тысячи на малом предприятии автора (ООО "СПИН" г. Орел). Одновременно работа Новикова явилась толчком к активизации исследования классических передач. Научными, экспериментальными и промышленными исследованиями на сегодня доказано, что новое зацепление повышает прочность зубчатых передач низкой и средней твердости в 1,5-2 раза.

Что касается передач высокой твердости, то и здесь на сегодня достигнуты некоторые успехи [2], несмотря на несовершенство технологии.

Автору неизвестны результаты работы или испытаний передач с зацеплением Новикова $HRC=60$ зубошлифованных (с регулярной правкой шлифовального круга алмазом, как это делается при шлифовке зубчатых колес с эвольвентным зацеплением).

Правка шлифовального круга стальным роликом-шарошкой примитивна, трудоемка и некачественна, что в сочетании с относительно редкой правкой, ведет к недостаточной точности и засаливаемости камня, неизбежно приводит к образованию микротрещин у ножки зуба и, как следствие, к излому зубьев при низких нагрузках, с чем автор сталкивался непосредственно.

К сожалению, за прошедшие более полувека технологические возможности зубообработки зацепления Новикова на заводах общего машиностроения не только не улучшились, а заметно ухудшились в связи с общим плачевным состоянием общего отечественного машиностроения и инструментальной промышленности, что привело к сокращению выпуска редукторов с зацеплением Новикова.

Так, если в начале 90-х годов в редукторах фирмы автора доля зубчатых колес с зацеплением Новикова составляла около 70-80%, то в настоящее время она снизилась до 10-15%. Автор верит, что новые достижения в области зубчатых передач Новикова безусловно появятся при возрождении отечественного машиностроения.

Вернемся на 50-60 лет назад и вспомним как восприняли в то время новое зацепление ведущие ученые "зубчатники".

Альфред Иванович Петрусевич, доктор технических наук, профессор ИМАШ АН СССР, теоретик, экспериментатор и практик, автор контактно-гидродинамической теории зубчатых передач, глава отечественных "зубчатников" того времени. В середине 50-х годов прошлого века, только что вернувшийся из Англии, где он был советским техническим представителем, ознакомившись с диссертацией Новикова и результатами экспериментального исследования новых передач, горячо поддержал его.

Мне, в то время работавшим над своей кандидатской диссертацией, страшно повезло – Альфред Иванович, прослушав мой доклад на одной из конференций, предложил мне себя в качестве первого оппонента, чему я, разумеется, несказанно обрадовался.

В связи с этим я неоднократно посещал его в ИМАШе в его кабинете, отгороженном в общем зале шкафами, где он за большим столом с большой, ле-

гендарной, полуметровой логарифмической линейкой, в съезжающих на нос очках, вечно что-то проверяя, считал (позже такой труд охарактеризовал Роберт Виннер словами: "Смысл вычислений – понимание, а не числа".)

В объективности его положительной оценки работы М.Л. Новикова сомневаться не приходится.

Владимир Александрович Гавриленко. В связи с отказом командованием ВВИА мне в научном руководстве М.Л. Новикова, я обратился с соответствующей просьбой к В.А. Гавриленко, на что он согласился с оговоркой: "Я же геометр, а у Вас прочность, – кроме того у меня 3 китайца, 2 вьетнамца... Все будете делать сами".

Непререкаемый авторитет в области геометрической теории зубчатых передач, потомственный интеллигент, развезжавший (по воспоминаниям старой профессуры МВТУ) по длинным коридорам Императорского Высшего Технического Училища на трехколесном велосипеде, где располагалась и квартира его отца, ректора Училища, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой ТММ МВТУ В.А. Гавриленко, подтвердил новизну нового зацепления, упомяная в [3], что метод Оливье не является единственным и указывал в подтверждение этого на метод Новикова, признавая этим его новизну.

Естественно, что после этого я, как его аспирант, часто встречался с Владимиром Александровичем, присутствовал на юбилее его 75-ти летия в ресторане "Пекин", где число его гостей, в большей части его учеников, кандидатов и докторов наук, со всего Союза и зарубежных стран превышало сотню.

Владимир Николаевич Кудрявцев. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Ленинградского Военно-механического института (ЛМИ) приветствовал появление нового зацепления и активно включился в теоретические и экспериментальные исследования, в том числе в созданной в ЛМИ специально для этого лаборатории зубчатых передач Ленсовнархоза. После кончины А.И. Петрусевича возглавил "зубчатников"-прочнистов СССР.

Разрабатывал, на основе анализа большого количества экспериментальных данных, достаточно надежные экспериментальные формулы для расчета на прочность зубчатых передач Новикова $\leq 35HRC$.

Автор регулярно встречался с Владимиром Николаевичем, в рамках подготовки МР221-86 и исходного контура ГОСТ15023-69: в МР221-86 автором впервые решена, методами теории упругости, задача изгиба бесконечно длинного зуба сосредоточенной силой (аналогично соответствующей плоской задаче, ранее решенной В.Л. Устиненко), а также дана формула для определения осевого коэффициента перекрытия ε_ε

$$\varepsilon_\varepsilon = \varepsilon_\beta + \varepsilon_\phi \geq 1,$$

где ε_ϕ – фазовый коэффициент перекрытия, достигающий в ряде случаев 0,5 и дающий при этом возможность снизить ε_β до $\varepsilon_\beta \geq 0,5$.

В.Н. Кудрявцевым в МР221-66 разработан метод определения точности и геометрических особенностей компоновки передачи.

Очень большое количество работ В.Н. Кудрявцева, посвященное передачам Новикова, говорит о высокой оценке им этих передач.

Роман Васильевич Федякин и Виктор Алексеевич Чесноков. Кандидаты технических наук, доценты ВВИА им. Жуковского, ученики и помощники Новикова.

Не вдаваясь глубоко в теорию, являлись своего рода "прорабами" популяризации и внедрения зубчатых передач Новикова – "рабочими муравьями" – и в этой части, безусловно, добились определенных успехов.

При оценке изгибной прочности ошибочно исходили из того, что напряжение изгиба σ_F обратно пропорционально ширине зубчатого венца, тогда как, в действительности, эквивалентная длина зуба воспринимающая изгиб больше зависит от протяженности пятна контакта вдоль зуба.

Аналогично при оценке контактной прочности исходили из определения контактных напряжений σ_H по известной формуле Герца при сжатии цилиндров с параллельными осями.

Еще будучи начинающим аспирантом, автор показал [4] на примере семейства цилиндрических передач Новикова с постоянными параметрами: a_w – межосевое расстояние, b – ширина зубчатого венца, ε_β – осевой коэффициент перекрытия, что при использовании упомянутой формулы Герца, снижение модуля зацепления m и соответственно угла наклона зубьев β при $\varepsilon_\beta = \text{const}$ приводит к парадоксальному результату

$$\lim_{\beta \rightarrow 0} F_{\text{пр}} = \infty.$$

Эти очевидные противоречия Роман Васильевич и Виктор Алексеевич пытались устранить введением поправочных коэффициентов, что оказалось невозможным, ибо требуемый диапазон таких коэффициентов не уступал самой проблеме.

Результатом явилась завышенная оценка преимуществ нового зацепления: это и утверждение неограниченной области применения нового зацепления сыграло определенную отрицательную роль.

Издержки велики, но, тем не менее, вклад Р.В. Федякина и В.А. Чеснокова может быть оценен как положительный.

Ефим Григорьевич Росливер. Кандидат технических наук, доцент Ростовского Государственного Университета (РГУ), интеллигентный обаятельный человек, отличный математик, известен успешным внедрением конической передачи Новикова троллейбуса и, разработкой геометрического расчета (общего случая) главных радиусов кривизны цилиндрических передач Новикова, результат которого точно совпал с аналогичным расчетом автора, полученным несколько иным способом.

Виктор Ильич Короткин. Кандидат технических наук, доцент РГУ, единомышленник и соратник Ефима Григорьевича, ведущий разработчик ГОСТа 30224-96 "Исходный контур цилиндрических зубчатых передач Новикова $HRC \geq 35$ ". Развернул совместно с кандидатом технических наук *Виктором Яковлевичем Веретенниковым* усталостные испытания зубчатых передач Новикова $HRC \geq 35$, положительные результаты которых опубликованы в [2].

Активно работает в области расчетов на прочность цилиндрических передач Новикова.

Юрий Францевич Коуба. Кандидат технических наук НИПИГОРМАШа. Известен как автор исходного контура для цилиндрических зубчатых передач УРАЛ-2Н.

В 1961г. в ЛКВВИА им. Можайского, проходила Всесоюзная Конференция по зубчатым передачам, на которой автор впервые показал неоспоримое преимущество зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления над традиционными того времени передачами с одной линией зацепления, после чего началось повсеместное вытеснение передач с 1-й линией зацепления на передачи с 2 линиями. В гостинице мы с Юрием Францевичем оказались соседями по койкам, и он активно интересовался передачами с двумя линиями зацепления и их возможными параметрами.

В последующем появилась серия исходных контуров УРАЛ и достаточно успешное их испытание, что сыграло известную положительную роль при со-

здании исходного контура ГОСТ 15023-69 (впервые конкретно начерченного автором в отделе зубчатых передач ЦНИИТМАШа во время перерыва на обед участников разработки – (М.С. Полоцкий и др.).

Проявили живой интерес и приняли личное участие в разработке геометрической теории и прочности зубчатых передач Новикова такие известные ученые как доктор технических наук Н.И. Колчин, Г.Г. Баранов, Ф.Л. Литвин, К.И. Заблонский, А.Ф. Кириченко, В.Н. Сызранцев, А.Е. Беляев, С.Л. Голофаст и многие другие.

Как уже упоминалось выше, стагнация отечественного машиностроения привели не только к снижению выпуска редукторов с зацеплением Новикова, но и в поисках причин вызвала критическое оценки, как достигнутых результатов внедрения, так и особенностей нового метода образования сопряженных передач. Не трата время на "уничижительную" критику со стороны таких "специалистов" как В.И. Парубец, с теоретическим багажом близким к нулю, следует упомянуть к.т.н. Г.А. Журавлева с его невинной концепцией особой роли кривизны, (как будто отсутствует "герцевская" оценка) и с смешанного зацепления (как будто "полтора" может быть больше чем "два"). Особо следует остановиться на новизне самого зацепления и существе самого метода. Ближе всех, по крайней мере внешне, зубчатая пара передач Новикова стоит к ранее предложенной цилиндрической передаче Э. Вильдгабера [5] с зубьями круглыми как в нормальном, так и торцевом сечении, с центром дугового профиля как на делительной окружности, так и вблизи нее, имеющими как головки, так и ножки (аналогично передачам Новикова с одной и двумя линиями зацепления).

Принципиальное отличие очень тонкое: в передаче Вильдгабера разность радиусов кривизны головки и ножки парного зуба очень мала и при приработке исчезает, образуя зацепление с линейчатым контактом.

В зацеплении же Новикова эта разность при приработке стремится к нулю, никогда его не достигая и сохраняя точечный характер контакта. Визуально же и макрометрически они неразличимы.

С этой точки зрения, Э. Вильдгабер – "предтеча" Новикова, и встречаемое на западе определение передач Новикова, как передач Вильдгабера-Новикова, по мнению автора, логично и совсем не зазорно.

Относительно самого метода – пользуясь "этим методом" М.Л. Новиков разработал предложенную им передачу. Этот метод, как таковой, признали такие авторитеты, как В.А. Гавриленко и многие другие.

Можно ли образовывать передачи Новикова классическими методами Виллиса и Оливье?

Конечно можно. Г.Г. Баранов предложил для образования профилей зубьев использовать в методе Оливье две неконгруэнтные кривые с внутренним точечным касанием, д.т.н. проф. Я.С. Давыдов предложил для этой же цели НКПП – неконгруэнтные производящие пары. Автор же показал [6, 7], что цилиндрическая зубчатая пары с точечным зацеплением может быть создана единым исходным контуром методом Оливье (Камуса), достаточно положительно:

$$\rho_a^* = \rho_f^* \text{ и } x_\Sigma = 0.$$

Так в цилиндрической передаче Новикова с параметрами:

$$\alpha_w^* = 31,3; \beta = 11^\circ 30'; z_1 = 15; z_2 = 45; x_a^* = 0; x_f^* = 0; x_1 = 15; x_2 = 0,51;$$

$$\rho_a^* = \rho_f^* = 1,15;$$

в контакте головки шестерни с ножкой колеса

$$\rho_{np1}^* = 7,47 \text{ и } \rho_{np2}^* = 441,3,$$

а в контакте головки колеса с ножкой шестерни

$$\rho_{np1}^* = 8,22 \text{ и } \rho_{np2}^* = 439,9,$$

т.е. получено точечное зацепление.

Так же не составит никакого труда получить цилиндрическую зубчатую пару с любым точечным зацеплением при использовании 2-х неконгруэнтных инструментальных реек: первую рейку получим обкаткой по ней (по Камусу) одного колеса, а вторую как конгруэнтную к первой с деформацией контура около точки контакта вовне.

Подводя итоги можно констатировать. Любые формы сопряженных зубьев цилиндрических зубчатых передач могут быть получены обкаткой (одной или двумя инструментальными рейками – теорема Камуса).

Возможность повторения какого-либо достижения другим существующим способом тривиальна и не умоляет ценности этого достижения.

Неоспоримые преимущества при $HRC \leq 35$ и отдельные положительные результаты для передач с $HRC \geq 35$, а также теоретические предпосылки дают все основания надеяться на хорошую перспективу дальнейшего развития этих передач.

В заключение стоит привести замечание д.т.н. Вениамина Иосифовича Гольдфарба, принимавшего участие во всех крупных международных конференциях по зубчатым передачам, о том, что передачи Новикова применяются и развиваются за рубежом гораздо активнее, чем у нас.

Тем более отечественные ученые и специалисты промышленности должны удвоить усилия по преодолению трудностей на пути широкого внедрения в промышленность точных высокотвердых зубчатых передач Новикова.

Михаил Леонтьевич Новиков прожил короткую жизнь-подвиг и оставил в "звездном небе" науки яркий след метеорита. Отдав до конца все силы Отечеству, он ушел от нас под залпы ружейного салюта, как настоящий воин.

Список литературы: 1. Новиков М.Л. Основные вопросы геометрической теории точечного зацепления, предназначенного для зубчатых передач большой мощности": Дисс... докт.техн.наук. – М., 1955. 2. Веретенников В.Я., Короткин В.И., Болдырева Л.Г. Исследование нитроцементованных цилиндрических зубчатых передач Новикова для редукторов общего назначения // Вестник машиностроения. – 1984. – №6. 3. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Mashgiz, 1962. – 532с. 4. Яковлев А.С. О новом эвольвентном зацеплении // Сборник работ молодых и кадровых специалистов. – Коломна: Изд-во Коломенского тепловозостроительного завода, 1959. 5. Wildhaber E. Helical Gearing // United States Patent Office. – Patented Oct.5, 1926. 6. Яковлев А.С. Корригирование и технологичность цилиндрических зубчатых передач с зацеплением Новикова // Прогрессивные процессы обработки зубчатых и червячных передач: Труды Всесоюзного совещания "Технология и качество зубчатых и червячных передач". 7. Яковлев А.С., Моисеев А.А. Регулирование локализации контакта зацепления Новикова смешением исходного контура // Известия ВУЗов. Сер. Машиностроение. – 1989. – №10.

Bibliography (transliterated): 1. Novikov M.L. Osnovnye voprosy geometricheskoj teorii tochechnogo zacepleniya, prednaznachennogo dlja zubchatyh peredach bol'shoj moshhnosti": Diss... dokt.tehn.nauk. – Moscow, 1955. 2. Veretennikov V.Ja., Korotkin V.I., Boldyreva L.G. Issledovanie nitrocementovannyh cilindricheskikh zubchatyh peredach Novikova dlja reduktorov obshhego naznachenija // Vestnik mashinostroeniya. – 1984. – №6. 3. Gavrilenko V.A. Zubchatye peredachi v mashinostroenii. – Moscow: Mashgiz, 1962. – 532p. 4. Yakovlev A.S. O novom evol'ventnom zaceplenii // Sbornik rabot molodyh i kadrovyyh specialistov. – Kolomna: Izd-vo Kolomenskogo teplovozostroitel'nogo zavoda, 1959. 5. Wildhaber E. Helical Gearing // United States Patent Office. – Patented Oct.5, 1926. 6. Yakovlev A.S. Korrigirovanie i tehnologichnost' cilindricheskikh zubchatyh peredach s zacepleniem Novikova // Progressivnye processy obrabotki zubchatyh i chervyachnyh peredach: Trudy Vsesojuznogo soveshhanija "Tehnologija i kachestvo zubchatyh i chervyachnyh peredach". 7. Yakovlev A.S., Moiseenko A.A. Regulirovanie lokalizacii kontakta zacepleniya Novikova smeshheniem ishodnogo kontura // Izvestija VUZov. Ser. Mashinostroenie. – 1989. – №10.

Поступила (received) 27.05.2015

С.В. АНДРИЕНКО, аспирант каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
А.В. КУЗНЕЦОВА, к.т.н., доцент каф. ПМиКП ДонНТУ, Красноармейск;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., с.н.с., доцент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
Р.В. ПРОТАСОВ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНОСА ЭВОЛЮТНОГО ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

При эксплуатации цепных передач в условиях повышенной запыленности, а также для звездочек ведущих колес гусеничной техники на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев. Предложено решать эту проблему применением эволютного цепного зацепления, которое может обеспечить снижение скоростей скольжения и контактных давлений. Разработана методика синтеза профиля зуба звездочки на основе построения Бобилье. Определены радиусы кривизны профиля, скорости скольжения и контактные напряжения в цепном зацеплении. Проведено моделирование процесса износа зуба звездочки и разработана методика оценки ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, эволютный профиль, износ.

Введение. Актуальность задачи. Общеизвестно, что основной причиной выхода из строя цепных втулочно-роликовых передач является абразивный износ шарниров цепи [1]. Однако во многих случаях на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев звездочек. К таким случаям относятся:

- передачи сельскохозяйственного и горного машиностроения, работающие в условиях повышенной запыленности [2];
- передачи со втулочными цепями без роликов, часто применяемые в автомобилестроении с целью экономии массы;
- звездочки ведущих колес гусеничной техники [3] (по своей геометрии и кинематике они аналогичны цепной втулочной передаче).

Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек цепных передач и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания ролика (или цевки для гусеничного двигателя) и исследование их износостойкости является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения.

Постановка задачи. Одним из перспективных путей решения этой задачи является применение так называемого эволютного зацепления. Это семейство профилей для зубчатых и цепных передач с выпукло-вогнутым контактом, разработанное украинским ученым А.И. Павловым [4] и основанное на построении Бобилье [5]. Построение заключается в замене зубчатого или цепного зацепления четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом. Регулируя геометрические размеры механизма, можно синтезировать зацепления с различными геометро-кинематическими показателями, непосредственно влияющими на износостойкость профиля зуба звездочки. В первую очередь это приведенный радиус кривизны r_H и скорость относительного скольжения λ .

Цель работы – разработка математической модели износа профиля зуба звездочки и методики оценки ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба. Рассмотрим основные этапы решения этой задачи.

© С.В. Андриенко, А.В. Кузнецова, А.В. Устиненко, Р.В. Протасов, 2015

Отметим, что все выкладки и расчеты будут проводиться для передач с втулочными цепями без роликов, как наиболее подверженных износу зубьев.

1. Синтез эволютного профиля зуба звездочки. Выполнив построение Бобилье для цепного зацепления, мы получаем дифференциальное уравнение второго порядка, которое описывает движение точки контакта между зубом и втулкой цепи [6]:

$$y_0'' = \frac{y_0' (1 + y_0'^2)(r_0 f - k)(1 - A y_0')}{x_0 (r_0 f - k)(1 - A y_0') + y_0' r_0 k f},$$

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r_0 - k/f)^2 + k^2}},$$
(1)

где x_0, y_0 – координаты точек профиля зуба в системе координат, начало которой совпадает с полюсом зацепления P , а ось x_0 является касательной к делительной окружности радиусом r_0 (рисунок 1); f – коэффициент трения скольжения в зацеплении; $k = h \sin \alpha_0$ – так называемый коэффициент разновидности эволютного зацепления [4], являющийся одним из его важнейших параметров: он позволяет управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи (h – расстояние между полюсом зацепления и центром вращения шатуна заменяющего механизма; α_0 – угол зацепления в полюсе).

На рисунке 2 показан образец синтезированного профиля зуба звездочки цепной передачи. Решение уравнения (1) было получено численным методом Рунге-Кутты в системе MathCAD при помощи встроенной функции *Rkadapt* [7, 8]. Профиль построен в системе координат x, y , начало которой совпадает с центром вращения колеса, а ось y совпадает с осью симметрии зуба (рисунок 1), координаты точек профиля рассчитываются по зависимостям

$$\begin{cases} x_{1j} = r \sin \psi + x_{0j} \cos \psi + y_{0j} \sin \psi; \\ y_{1j} = r \cos \psi - x_{0j} \sin \psi + y_{0j} \cos \psi, \end{cases} \quad (2)$$

где ψ – центральный угол, соответствующий половине толщины зуба по дуге делительной окружности; $j=1, 2, \dots, k$; здесь k – задаваемое нами количество расчетных точек профиля.

Для удобства определения скоростей скольжения и радиуса кривизны профиля в точке контакта на основе численного решения выполняется аппроксимация профиля кривой Безье третьего порядка. Подробно алгоритм аппроксимации описан в [7].

2. Определение скоростей скольжения. Скорости перемещения точки контакта по про-

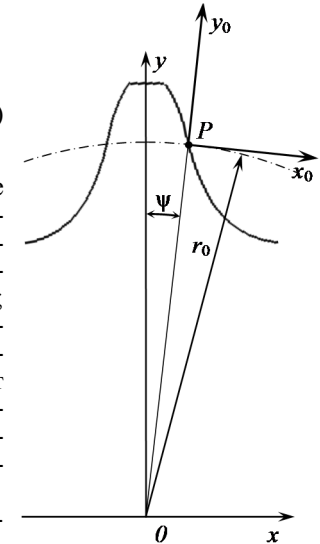


Рисунок 1 – Системы координат, применяемые при синтезе профиля зуба звездочки: P – полюс зацепления; r_0 – радиус делительной окружности

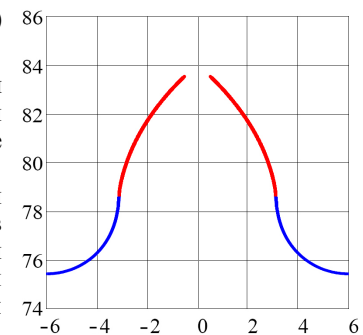


Рисунок 2 – Синтезированный профиль зуба звездочки с параметрами: шаг цепи $t=25,4$ мм, $z=20$, $k=5$

филю зуба и втулки $V_{\text{т}1}$ и $V_{\text{т}2}$ представляют собой скорости качения на соответствующих участках в пределах определенного временного интервала:

$$V_{\text{т}1i,j} = \frac{\Delta S_1}{\Delta t}; \quad V_{\text{т}2i,j} = \frac{\Delta S_2}{\Delta t},$$

где ΔS_1 , ΔS_2 – путь, пройденный точкой контакта по профилю зуба и втулки в течение временного интервала Δt ; i – номер цикла нагружения (соответствует 1 обороту звездочки).

Физический смысл цикла по i заключается в том, что после каждого цикла нагружения происходит деградация (в нашем случае – износ) профиля и, следовательно, изменение его геометрии, кинематических и прочностных характеристик.

Разность этих скоростей есть абсолютная скорость скольжения контактирующих профилей,

$$V_{\text{ск}i,j} = V_{\text{т}1i,j} - V_{\text{т}2i,j}.$$

Для передачи с втулочной цепью без роликов путь скольжения точки контакта по зубу существенно больше, чем по втулке. Поэтому можно принять

$$V_{\text{ск}i,j} \approx V_{\text{т}1i,j}; \quad V_{\text{т}2i,j} \approx 0.$$

Тогда значения $V_{\text{ск}i,j}$ будем находить по следующей зависимости из [9], положив $\omega_1=1\text{с}^{-1}$, $\omega_2=0$,

$$V_{\text{ск}i,j} = PY(\omega_1 + \omega_2) = \sqrt{x_{li}^2(x_0 = 0) - x_{li,j}^2(x_{0j}) + y_{li}^2(x_0 = 0) - y_{li,j}^2(x_{0j})}. \quad (3)$$

3. Определение контактных напряжений в цепном зацеплении. Выполняется по формуле Г. Герца [10] для первоначального касания упругих тел по линии. Запишем зависимость для расчета контактных напряжений $\sigma_{\text{Н}i,j}$, МПа, в j -й точке профиля на i -м цикле нагружения в следующем виде:

$$\sigma_{\text{Н}i,j} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{\text{н}i,j} E_H}{b_w \rho_{\text{Н}i,j}}}, \quad (4)$$

где $\rho_{\text{Н}i,j} = (\rho_{1i,j} \cdot \rho_{2i,j}) / (\rho_{2i,j} \pm \rho_{1i,j})$ – приведенный радиус кривизны в точке контакта зуба и втулки, здесь знак "+" при двояковыпуклом контакте, а "-" при выпукло-вогнутом; $E_H = 2(E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов звездочки и втулки; b_w – рабочая ширина зуба звездочки; $F_{\text{н}i,j}$ – нормальное усилие в точке контакта,

$$F_{\text{н}i,j} = \frac{2T_i}{d_{ij} \cos \alpha_{ij}} = \frac{T_i}{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2} \cos \alpha_{ij}}, \quad (5)$$

где T_i – крутящий момент на звездочке, соответствующий i -му циклу нагружения.

Радиус кривизны профиля зуба $\rho_{1i,j}$ определяется по известной формуле дифференциальной геометрии (случай параметрического задания кривой) [11] дифференцированием уравнения кривой Безье,

$$\rho_{1i,j} = \frac{(x'_{li,j}(\lambda_{i,j}) + y'_{li,j}(\lambda_{i,j}))^{3/2}}{y''_{li,j}(\lambda_{i,j}) \cdot x'_{li,j}(\lambda_{i,j}) - x''_{li,j}(\lambda_{i,j}) \cdot y'_{li,j}(\lambda_{i,j})}, \quad (6)$$

где $\lambda_{i,j}$ – текущий параметр кривой Безье, изменяющийся в пределах $0 \leq \lambda_{i,j} \leq 1$ и

соответствующий j -й точке кривой [7].

Радиус кривизны $\rho_2 = 0,5d_g = \text{const}$, где d_g – диаметр втулки цепи.

4. Моделирование процесса износа зуба звездочки. При разработке модели приняты следующие основные допущения [12]:

- все зубья одной звездочки изнашиваются одинаково;
- суммарный износ в контакте двух контактирующих поверхностей пропорционален удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения,
- суммарный износ соприкасающихся тел в контактной точке распределяется между ними прямо пропорционально пути скольжения точки контакта по этим телам и обратно пропорционально твердости контактной поверхности.

Учтем, что твердость поверхности зуба обычно существенно меньше твердости втулки, а путь скольжения точки контакта по зубу существенно больше, чем по втулке. Тогда в первом приближении можно принять следующее распределение общего износа $I_{zi,j}$ профиля зуба ($I_{z1i,j}$) и втулки ($I_{z2i,j}$) в j -й точке профиля за i -й цикл нагружения $I_{zi,j}$.

$$I_{z1i,j} \approx I_{zi,j}; \quad I_{z2i,j} \approx 0.$$

Запишем зависимость для определения износа профиля зуба в j -й точке профиля за i -й цикл нагружения по аналогии с предложенной в [13] для зубчатых передач,

$$I_{zi,j} = i_z \alpha_T \alpha_B P_{zi,j}, \quad (7)$$

где $i_z=0,03\text{мм/Вт}$ – удельная интенсивность изнашивания; α_T – коэффициент вариации удельной интенсивности изнашивания, учитывающий изменение i_z в процессе эксплуатации, определяется экспериментально; α_B – коэффициент, учитывающий влияние мгновенной температуры контакта зубьев; $P_{zi,j}$ – удельная мощность сил трения в контакте при относительном качении со скольжением контактирующих зуба и втулки,

$$P_{zi,j} = f_{\text{т}pi,j} \cdot \sigma_{\text{Н}i,j} \sqrt{K_d \cdot V_{\text{ск}i,j}}, \quad (8)$$

K_d – коэффициент динамической нагрузки; $V_{\text{ск}i,j}$ – скорость скольжения; $f_{\text{т}pi,j}$ – коэффициент трения с учетом скольжения и качения, определяется по формуле Ю.Н. Дроздова [14] при учете вышесказанного замечания о соотношении скоростей качения зуба и втулки,

$$f_{\text{т}pi,j} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2} \sigma_{\text{Н}i,j}^{0,02} \left[10 + \lg \left(\frac{HB \cdot R_{ai}}{E_H \cdot \rho_{\text{Н}i,j}} \right) \right]}{\nu^{0,07} \cdot V_{\text{ск}i,j}^{0,32}} \leq f_{\text{т}p\text{max}}. \quad (9)$$

Здесь HB и R_{ai} – твердость по Бринеллю и среднее арифметическое значение шероховатости профиля для менее твердого из контактирующих тел (чаще всего – для зуба); ν – кинематическая вязкость смазки при температуре вступающих в контакт поверхностей; $f_{\text{т}p\text{max}}$ – максимальное значение коэффициента трения для данных условий трения, принимаемое на основе экспериментальных данных.

5. Оценка ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба. После определения величины износа по зависимости (7) определяем координаты точек изношенного профиля $x_{i+1,j}$, $y_{i+1,j}$:

$$\begin{cases} x_{i+1,j} = x_{i,j} - I_{zi,j} \cos(\alpha_{i,j} - \psi_i); \\ y_{i+1,j} = y_{i,j} - I_{zi,j} \sin(\alpha_{i,j} - \psi_i). \end{cases} \quad (10)$$

Далее вычисляем новые значения $\rho_{Hi+1,j}$, $V_{cki+1,j}$ и $\sigma_{Hi+1,j}$, после чего находим значения износа на $i+1$ -м цикле нагружения $I_{zi+1,j}$, координаты точек изношенного профиля $x_{i+2,j}, y_{i+2,j}$ и т.д. Одновременно на каждом цикле вычисляется суммарный износ профиля звездочки в каждой j -й точке и ищется максимальная величина износа по зависимостям

$$I_{z\Sigma j} = \sum_i I_{zi,j}; \quad I_{z \max} = \max_{1 \leq j \leq k} I_{z\Sigma j}. \quad (11)$$

Таким образом, мы получили итерационный процесс, который останавливается при достижении величины критического износа $I_{z \text{кр}}$, т.е. при выполнении условия

$$I_{z \max} \geq I_{z \text{кр}}. \quad (12)$$

Тогда ресурс цепной передачи по критерию износа профиля звездочки, L_h , час,

$$L_h = \frac{N_{\text{ц}}}{60 \cdot n}; \quad (13)$$

где $N_{\text{ц}}$ – количество циклов нагружения до достижения величины критического износа $I_{z \text{кр}}$; n – частота вращения звездочки.

Выводы:

1. Разработана методика, позволяющая выполнить моделирование процесса износа эволютного зуба звездочки цепной втулочно-роликотой передачи и оценить ее ресурс по критерию износостойкости профиля зуба.

2. Методика является достаточно универсальной и может быть применена (за исключением этапа синтеза эволютного профиля) для исследования износа зубьев цепных втулочно-роликотых передач с любым стандартным и нестандартным профилем.

Список литературы: 1. *Глуценко И.П.* Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликотыми цепями. – Львов: Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226с. 2. Детали машин и основы конструирования / Под ред. *М.Н. Ерохина.* – М.: КолосС, 2005. – 462с. 3. *Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р.* Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: Машиностроение, 1986. – 296с. 4. *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 5. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 6. *Андриенко С.В., Павлов А.И., Устиненко А.В.* Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобиле // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.5-8. 7. *Андриенко С.В., Устиненко А.В., Воронцов Б.С.* Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи // *Механіка та машинобудування.* – 2014. – №1. – С.11-17. 8. *Дьяконов В.П.* Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832с. 9. *Протасов Р.В., Устиненко А.В., Кротенко Г.А., Сериков В.И.* Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №36. – С.127-131. 10. *Ковальский Б.С.* Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 11. *Смирнов В.И.* Курс высшей математики: В пяти томах. – Т.1. – М.: Наука, 1974. – 479с. 12. *Кузнецова А.В.* Підвищення ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями вибором раціональних параметрів зацеплення: Автореф. дис. . . канд.техн.наук: 05.02.02. – Харків, 2014. – 22с. 13. *Онисьченко В.П., Кузнецова А.В.* Вплив зносу двоопукло-угнутих зубців конічних передач на параметри зацеплення // *Машинознавство: Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал.* – Львів, 2011. – №11-12(173-174). – С.15-20. 14. *Дроздов Ю.Н.* Трение и износ в экстремальных условиях: [справочник] / *Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков.* – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.

Bibliography (transliterated): 1. *Glushchenko I.P.* Osnovy proektirovaniya cepnyh peredach s vtulochno-rolikovymi cepyami. – L'vov: Izd. L'vovskogo un-ta, 1964. – 226p. 2. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya / Pod red. M.N. Erokhina.* – Moscow: KolosS, 2005. – 462p. 3. *Platonov V.F., Leishvili G.R.* Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1986. – 296p. 4. *Pavlov A.I.* Sovremennaya teoriya zubchatykh zachepleniye. – Khar'kov: HNADU, 2005. – 100p. 5. *Litvin F.L.* Teoriya zubchatykh zachepleniye. Moscow: Nauka. – 1968. – 584p. 6. *Andrienko S.V., Pavlov A.I., Ustinenko A.V.* Modelirovaniye profilya zuba zvezdochki cepnoy peredachi na osnove postroyeniya Bobile // *Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Seriya "Problemy mehanichnogo pryvodu"*. – Khar'kov: NTU "KhPI", 2013. – No40 (1013). – P.5-8. 7. *Andrienko S.V., Ustinenko A.V., Voroncov B.S.* Chislennoye modelirovaniye profilya zuba zvezdochki cepnoy peredachi // *Mehanika ta mashynobuduvannya.* – Khar'kov: NTU "KhPI", 2014. – No1. – P.11-17. 8. *Dyakonov V.P.* Enciklopediya MathCAD 2001i, 11. Biblioteka professionala. – Moscow: Solon-Press, 2004. – 832p. 9. *Protasov R.V., Ustinenko A.V., Krotenko G.A., Serikov V.I.* Issledovaniye skorosti skol'zheniya profiley zub'ev v evolyutnykh peredachah // *Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Ser. "Problemy mehanichnogo pryvodu"*. – Khar'kov: NTU "KhPI", 2012. – No36. – P.127-131. 10. *Koval'skiy B.S.* Raschet detaley na mestnoye szhatie. – Khar'kov: Izd. HVVKIU, 1967. – 156p. 11. *Smirnov V.I.* Kurs vysshey matematiki: V pyati tomah. – Vol.1. – Moscow: Nauka, 1974. – 479p. 12. *Kuznetsova A.V.* Pidvyshhennya resursu konichnykh peredach z dvoopuklo-vvignutymy zubcyamy vyborom racionalnykh parametrov zacheplennya: Avtooref. dys. . . kand.tehn.nauk: 05.02.02. – Khar'kov, 2014. – 22p. 13. *Onishchenko V.P., Kuznetsova A.V.* Vplyv znosu dvoopuklo-vvignutych zubciv konichnykh peredach na parametry zacheplennya // *Mashynoznavstvo: Vseukrains'kiy shhomislyachnyy naukovo-technichnyy i vyrobnychyj zhurnal.* – L'viv, 2011. – No11-12(173-174). – P.15-20. 14. *Drozдов Yu.N.* Treniye i iznos v ekstremal'nykh usloviyakh: [spravochnik] / *Yu.N. Drozdov, V.G. Pavlov, V.N. Puchkov.* – Moscow: Mashinostroyeniye, 1986. – 224p.

Почмунна (received) 12.04.2015

УДК 621.833

МИРОСЛАВ БОШАНСКИ, PhD., профессор института транспорта и проектирования машиностроительного факультета Словацкого технического университета, Братислава, Словакия;
РАДОСЛАВ ОРОКОЦКИ, PhD., Dytron, Словакия;
РАСТИСЛАВ ЯНЧЕК, IWE, Словакия

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ AUTOCAD ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НОВЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Современное машиностроение предъявляет высокие требования к деталям машин, которые часто являются противоречивыми. Поэтому задача поиска оптимальных параметров детали является очень сложной. Все это в полной мере относится и к зубчатым передачам. Перспективным является зацепление с выпукло-вогнутым контактом зубьев (ВВК). Данный тип зацепления описывается сложными функциональными зависимостями. Существующие программные продукты верхнего уровня (CATIA, Pro/ENGINEER, ANSYS) позволяют провести полный цикл синтеза и анализа зубчатых передач. Однако продукты нижнего уровня (AutoCAD) с расширением на языке программирования AutoLISP также позволяют синтезировать профиль зуба и провести геометрический анализ. В статье рассмотрена реализация геометрического синтеза и анализа зубчатых передач с ВВК в среде AutoCAD с расширением на AutoLISP. Данная программная реализация позволяет создавать зубчатые колеса в 2D и 3D, редактировать синтезированный профиль и выводить контрольные размеры зубчатых колес.

Ключевые слова: AutoCAD, AutoLISP, CATIA, выпукло-вогнутый контакт (ВВК), модификация ВВК зацепления.

Введение. Настоящий вклад является частью проектов VEGA 1/0277/12, VEGA 1/0227/15, направленных на изучение влияния отдельных геометрических, структурных и материальных параметров зубчатых передач для достижения оптимальной прочности и их трибологических характеристик.

В настоящее время использование компьютеров является составной частью проектирования и разработки деталей машин. Увеличение высокопроизводительной вычислительной техники открывает новый путь развития слож-

© Мирослав Бошански, Радослав Орокоцки, Растислав Янчек, 2015

ных программных продуктов, которые помогают в развитии техники, например, в синтезе и анализе боковых поверхностей зубьев. Такие программы позволяют управлять геометрией боковой поверхности зуба на этапе ее синтеза, получая заданные характеристики передачи и моделировать ее работу, анализируя прочность и несущую способность. Также есть возможность создать программный код для полуавтоматических и автоматических станков с числовым программным управлением (ЧПУ). К таким программам можно отнести CATIA, Pro/ENGINEER, Abaqus, Adams, ANSYS, LS-DYNA, Nastran и другие. Однако необходимо отметить, что старые и более простые программы так же могут с успехом применяться для проектирования деталей машин, хотя и не в такой степени, как указано выше. Одной из таких коммерчески доступных систем автоматизированного проектирования (САПР) нижнего уровня является AutoCAD. В настоящее время эта программа используется в основном для создания чертежей. В статье описана возможность использования AutoCAD и программной надстройки для него на языке программирования AutoLISP для синтеза геометрии бокового профиля зубьев с выпукло-вогнутым контактом (ВВК).

Материалы и методы. Из теории плоской зубчатой передачи известно, что боковым профилем зуба может быть не только эвольвента, но и любая кривая, в том числе и обеспечивающая ВВК зубьев. Метод синтеза эвольвенты достаточно прост – обкатывание прямой линии по окружности. Однако синтез бокового профиля зуба с ВВК более сложный и такая кривая не может быть получена с помощью простых функциональных зависимостей. В этом случае боковой профиль зуба можно построить на основе более сложных функциональных расчетов, определенных в теории зацепления с ВВК [1]. Из этих зависимостей можно получить значения координат точек профилей зубьев шестерни и колеса, которые затем передаются в графический редактор для их построения. В данном случае, программная надстройка, написанная на языке программирования AutoLISP, позволяет как произвести расчеты параметров передачи, так и построить профиль зуба с ВВК. Кроме того, можно дополнить предложенную программу расчетом профиля режущего инструмента и построением линии зацепления. После запуска программы необходимо ввести исходные параметры (модуль, число зубьев, угол зацепления и т.д.) и в рабочем окне программы сразу появляется заданный профиль боковой поверхности зуба с дополнительными объектами. Впоследствии этот профиль можно редактировать. Также есть возможность получить 3D-модель шестерни и колеса.

Проектирование ВВК передач. Опишем вариант создания профиля зуба с ВВК с помощью AutoCAD и AutoLISP. В качестве исходных данных для прямозубой шестерни используется радиус линии зацепления 10, модуль шестерни 4,5, число зубьев 17 и угол наклона линии зацепления 20 градусов. Для вычисления координат точек профиля используются существующие отношения теории зацепления с ВВК [1].

$$\begin{aligned} x &= \mp 2r_{k,h,d} \sin(\alpha - \alpha_C) \cos[\alpha + \varphi_r(\alpha)] + r_1 \sin \varphi_r(\alpha); \\ y &= \mp 2r_{k,h,d} \sin(\alpha - \alpha_C) \sin[\alpha + \varphi_r(\alpha)] + r_1 \cos \varphi_r(\alpha). \end{aligned} \quad (1)$$

Часть программы показана на рисунке 1. Как уже было сказано, подставляя уравнения (1) для вычисления линии зацепления и профиля инструмента в

```
(SETQ ALFAC (STR ALFACST)) ;PREMENA STUPNOV NA RADIANY
(SETQ MAXALFA (STR MAXALFAST)) ;PREMENA STUPNOV NA RADIANY
(SETQ ALFAST ALFACST) ;NASTAVENIE ALFY V STUPNOCH NA POS.HODNOTU
(SETQ RXY 0)
(SETQ PT2 NIL) ;BOD PT2 PRAZDNY
(SETQ PT4 NIL) ;BOD PT4 PRAZDNY

(WHILE (<= RXY RAL) ;PODMIENKA CYKLU
  (SETQ ALFA (STR ALFAST)) ;PREMENA STUPNOV NA RAD.
  (SETQ E (- ALFA ALFAC))
  (SETQ D (SIN E))
  (SETQ G (/ (COS ALFAC) (COS ALFA)))
  (SETQ H (LOG G))
  (SETQ RALFA (* 2.0 RKH D))
  (SETQ F (/ (* 2.0 RKH) R1))
  (SETQ I (* E (COS ALFAC)))
  (SETQ J (* H (SIN ALFAC)))
  (SETQ FIR (* F (+ I J)))
  (SETQ L (+ ALFA FIR))
  (SETQ N (* R1 (SIN FIR)))
  (SETQ P (* R1 (COS FIR)))
  (SETQ XK (+ N (* -1 RALFA (COS L)) XB)) ; S BOCNOU VOLOU
  (SETQ YK (+ P (* RALFA (SIN L)))) ;+-
  (SETQ XT (* -1 RALFA (COS ALFA))) ;X SURADNICA ZAB. CIARY
  (SETQ YT (+ R1 (* RALFA (SIN ALFA)))) ;Y SURADNICA ZAB. CIARY
```

Рисунок 1 – Часть программы листинга AutoLISP

программу, получаем графическое отображение всех элементов для их дальнейшего анализа.

После построения профиля зуба или зацепления пары зубьев их можно редактировать. Одна из возможностей – создание контрольных размеров шестерни, таких как измерение через ролики. В то время как для эвольвентных передач данное значение легко определить, для передачи с ВВК это сложный процесс расчета и поэтому для их вычисления необходимо использовать специальную программу. Получаем в результате расчета такие данные: линия зацепления, профиль режущего инструмента и фактические размеры колеса с контрольным размером.

Модификация зацепления с ВВК. У зацепления с ВВК более сложная форма зубьев [1] по сравнению с эвольвентным, кроме того, при проектировании зацепления всегда необходимо контролировать условия выпукло-вогнуто-сти зацепления [1],

для шестерни:

$$\begin{aligned} \text{радиус кривизны ножки зуба} \\ \rho_{1b} < 0; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{радиус кривизны головки зуба} \\ \rho_{1a} > 0, \end{aligned} \quad (3)$$

а также для колеса 2:

радиус кривизны ножки зуба

$$\rho_{2a} < 0; \quad (4)$$

радиус кривизны головки зуба

$$\rho_{2b} > 0. \quad (5)$$

При изготовлении зубчатой передачи с ВВК при помощи реечного инструмента могут возникнуть неточности, которые впоследствии отразятся на работе зубчатой пары. Решить эту проблему можно при помощи графического редактора, предназначенного для изменения профиля зуба. Одной из возможностей является замена части синтезированной кривой дугой окружности, которая формирует профиль режущего инструмента, что значительно упрощает изготовление и точность передачи с ВВК. На рисунке 2 показан результат изменения профиля.

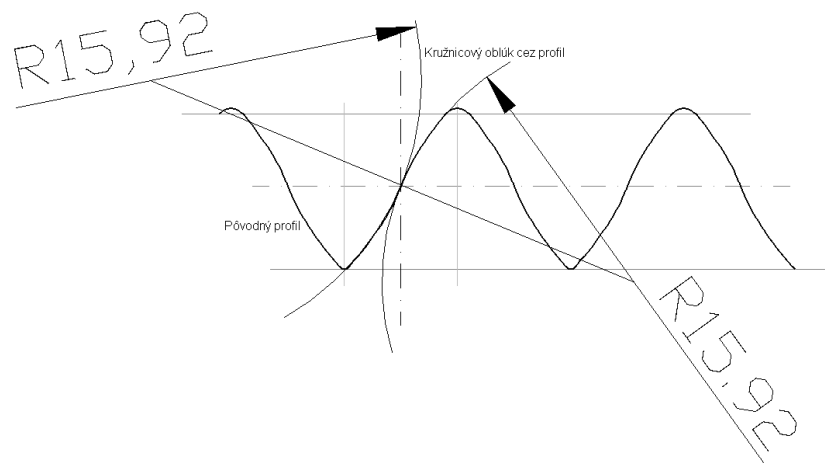


Рисунок 2 – Результат изменения профиля

Выводы. Данная работа показывает, что более простые и доступные программные продукты позволяют проектировать сложные детали машин, в том числе зубчатые колеса. Используя язык программирования, можно расширить возможности САПР и повысить эффективность работы. В случае с САПР верхнего уровня САПР, подходящим является язык программирования Visual Basic, который более доступен, чем LISP. Однако стоит заметить, что AutoCAD является одной из самых старых САПР. При правильной формулировке предложенных вариантов можно получить необходимый результат. Как показано в данном случае, было удобно использовать AutoCAD, потому что его простота экономит время. Таким образом, необходимо хорошо знать возможности большинства САПР и для решения поставленной задачи выбрать наиболее подходящий из них.

Список литературы 1. Benda I., Rusnák J., Kadnár M., Šumichrast J.: Comparison of measurement methodology possibilities for bio-decomposable oils tests. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, p.9-12. ISBN 80-8069-701-9. 2. Bošanský M.: Voľba geometrických parametrov konvexno-konkávneho ozubenia z hľadiska povrchov-

vého poškodenia boku zuba. Habilitačná práca. STU Bratislava, 1999. 3. Bošanský M., Vereš M., Kožuch I., Oročkocký R.: Modifikácia tvaru zuba konvexno-konkávneho ozubenia z hľadiska možnosti jeho výroby. Zborník referátov z XLIII. medzinárodnej vedeckej konferencie Katedier častí a mechanizmov strojov, s.76-79, TU Zvolen, 2002. 4. Bošanský M., Vereš M.: Korigovanie evolventného ozubenia, Vydavateľstvo STU Bratislava, 2001, s.126, ISBN 80-227-1602-2. 5. Bošanský M., Vereš M., Tököly P., Vanya A.: Neštandardné ozubené prevody, Vydavateľstvo STU Bratislava 2012, 11590p., ISBN 978-80-227-3713-5. 6. Čepel J., Šiposs A.: Obálka n-parametrickej sústavy plôch v priestore. Aplikácie matematiky, 1967, č.3. 7. Kadnár M., Rusnák J.: Ecological oils applied in sliding journals. Monograph. Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture in Nitra, 2008, 87p. ISBN 978-80-8069-998-7. 8. Kožuch I.: Odvalovací frézovanie ako možnosť výroby konvexno-konkávneho ozubenia. Zborník referátov z XLIII. medzinárodnej vedeckej konferencie Katedier častí a mechanizmov strojov, s.91-94, TU Zvolen, 2002. 9. Nemčeková M.: Príspevok k odhadu životnosti ozubených prevodov pri premenlivom prevádzkovom zaťažení. Dizertačná práca na získanie akademicko-vedeckého titulu "doktor" 1996, Strojnícka fakulta STU Bratislava. 10. Nemčeková M., Bošanský M., Vereš M.: Metodika vyhodnocovania poškodenia ozubených kolies pittingom, In.: Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004, Nitra 2005, s.80-83. 11. Šumichrast J., Rusnák J., Benda I., Kadnár M.: Bio-decomposable oils and their usage. In: New trends in design and technical documentation creation 2006. Proceedings of scientific publications, pp.136-140. ISBN 80-8069-701-9. 12. Tököly P.: Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hľadiska odolnosti voči opotrebeniu, Dizertačná práca, Slovenská technická univerzita v Bratislave – Strojnícka fakulta, 2009, 92s., Bratislava, 2009. 13. Tököly P., Bošanský M., Vanya A.: The effect of gear geometry on the tickness of tooth face hardened layer. Visnik Nacional'nogo Techničnogo Universitetu No. 27. s.10-19. ISSN 2079-0791. 14. Vereš M., Bošanský M.: Teória rovinného ozubenia, Vydavateľstvo STU Bratislava, 1999, ISBN 80-227-1226-4. 15. Vereš M., Bošanský M., Gaduš J.: Theory of Convex-Concave and Plane Cylindrical Gearing, Vydavateľstvo STU Bratislava 2006, 180p., ISBN 80-227-2451-3.

Поступила (received) 14.04.2015

УДК 621.833

Б.В. ВИНОГРАДОВ, д.т.н., профессор каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ, Днепропетровск;
Д.А. ФЕДИН, к.т.н., доцент каф. материаловедения ДВНЗ УДХТУ

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Проведен анализ возможных причин неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в открытых зубчатых передачах крупногабаритных мельниц. Показано, что в открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин всегда имеет место неприрабатываемая составляющая погрешности зацепления. Методом конечных элементов исследовано напряженно-деформированное состояние самоустанавливающейся шестерни. Показано, что в отличие от стандартных инженерных методик метод конечных элементов позволяет получить данные для расчета на прочность.

Ключевые слова: открытая зубчатая передача, метод конечных элементов, расчет на прочность, самоустанавливающаяся шестерня.

Введение. Снижение затрат на измельчение минерального сырья идет по пути создания крупногабаритных мельниц и увеличения их единичной мощности. Так компания MetsoMinerals (США) в 1996 году изготовила самую большую в мире мельницу самоизмельчения с барабаном диаметром 12,2м и двигателем, установленным непосредственно на барабане, мощностью 20тыс.кВт, а в 2001 году – шаровую мельницу диаметром 7,93м и мощностью двигателя 15500кВт. В большинстве случаев привод мельниц оснащен открытой зубчатой передачей мощностью до 7090кВт и выше[1].

© Б.В. Виноградов, Д.А. Федин, 2015

Актуальность задачи. При создании крупногабаритных мельниц наибольшее внимание уделяется выбору типа и конструкции привода. Анализ различных типов приводов показал, что наиболее экономичными являются боковые приводы, в которых мощность передается барабану через зубчатый венец, установленный на нем. Уже спроектирован боковой привод мощностью 8209кВт. Дальнейшее увеличение мощности требует оснащения мельниц двухдвигательными приводами.

Открытые зубчатые передачи, которыми снабжаются крупногабаритные мельницы, существенно отличаются от передач, характерных для общего машиностроения. Они уникальны по своим размерам (модуль зуба более 25мм, ширина венца до 1м и более). Большие размеры обуславливают особенности изготовления, монтажа и эксплуатации. В частности, для облегчения конструкции венцы имеют форму центрального диска с широким венцом, косынками и вырезами в центральном диске. Валом зубчатого венца служит корпус барабана, изготовление и монтаж которого не обеспечивает совпадение геометрической и истинной осей вращения. Все это, а также погрешности изготовления и монтажа, обуславливает существование погрешностей зацепления, приводящих к неравномерному распределению нагрузки, преждевременному износу и выходу из строя зубчатых передач.

Большой вес и передаваемый момент крупногабаритных мельниц приводит к существенным деформациям элементов привода под нагрузкой. Неточности изготовления, монтажа, упругих деформаций барабана, валов, опор и самих зубьев приводит к значительной неравномерности распределения нагрузки вдоль контактных линий. Для исключения ошибок проектирования необходимо иметь надежную методику расчета на прочность таких приводов. Указанные выше особенности не позволяют в полной мере использовать общепринятые методы расчета, в частности ISO6336, DIN3990,AGMA. Развитие научных основ напряженно-деформированного состояния крупногабаритных открытых зубчатых передач и создание надежной методики расчета на прочность является актуальной задачей.

Цель статьи – развитие научных основ и создание методики расчета на прочность открытых зубчатых передач крупногабаритных машин, в том числе барабанных мельниц.

Постановка задачи. Задачей данного исследования является определение особенностей напряженно-деформированного состояния открытых зубчатых передач крупногабаритных мельниц и выбор метода расчета на прочность.

Анализ последних исследований и литературы. Неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зависит от неточностей монтажа, упругих деформаций венца, барабана, валов, опор и зубьев. По данным заводов изготовителей мельниц из условий допусков на монтаж суммарный угол перекоса и непараллельность осей можно принять $\gamma_x = \gamma_y = 0,3 \cdot 10^{-3}$.

К неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий приводит значительное периодически изменяющееся торцевое биение венца. Торцевое биение является следствием несовпадения геометрической и действительной осей вращения венца. По данным производителей НКМЗ (г. Краматорск) и СТЗ (г. Сызрань) торцевое биение венца диаметром $d_2 = 5-8$ м лежит в пределах $\Delta\delta_{max} = 1,2-2,0$. При этом возникает взаимный перекося зубьев $\gamma_\delta = \Delta\delta/d_2$.

Составляющие угла перекоса зубьев бывают как постоянные, так и изменяющиеся со временем. Поэтому их делят на углы, которые прирабатываются

и не прирабатываются. К неприрабатываемой составляющей относится угол перекоса, вызванный биением венца, изменяющимся с частотой вращения барабана. Тогда перекося, вызванные упругими деформациями, представляют собой сумму перекосов, вызванных средней нагрузкой и вызванных отклонением нагрузки от средней величины $\gamma_{wmax} = \gamma_{wcp} + \Delta\gamma_w$.

В работе [2] были проведены экспериментальные исследования напряженного состояния открытых зубчатых передач барабанных мельниц. В частности, исследована неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в прямозубом зубчатом зацеплении мельницы МШРГУ45×60. С использованием тензометрической аппаратуры получены осциллограммы напряжений в корне зуба приводной шестерни, по данным которых построены эпюры распределения нагрузки (см. рисунок 1,а-в). Исследования показали, что накопление погрешности зацепления проявляется в появлении опасной пары зубьев, неравномерность распределения нагрузки в которой наибольшая (см. рисунок 1,а). Даже после приработки контакт зубьев осуществляется не по всей длине контактной линии (см. рисунок 1,в).

Таким образом, показано, что:

- в зависимости от пары зубьев, которая находится в зацеплении, возможен их полный и неполный контакт;
- при неполном контакте зубьев напряжение в корне зуба распределяется по закону, близкому к линейному;
- при износе прирабатывается лишь часть суммарного угла перекоса.

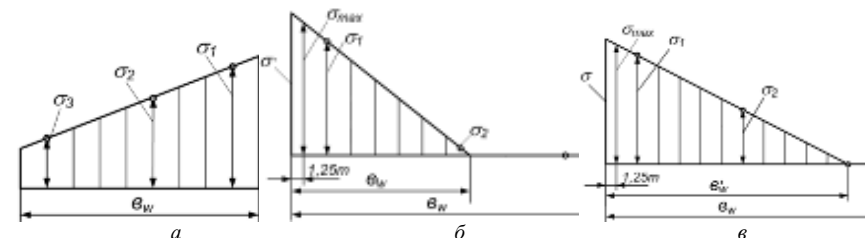


Рисунок 1 – Эпюры распределения напряжений в корне зуба венца открытой зубчатой передачи барабанной мельницы Ш-50:

а – безопасный зуб; б – опасный зуб до приработки; в – опасный зуб после приработки на протяжении 540 часов; b_w – полная ширина зуба; $b'w$ – расчетная ширина зуба; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – напряжения в месте установки датчика 1, 2 и 3 соответственно; σ_{max} – максимальное напряжение в корне зуба

Современные исследования благодаря развитию численных методов все чаще отмечают, что в крупномодульных зубчатых передачах даже при полном контакте зубьев имеет место неравномерность распределения нагрузки [3, 4]. В работе [3] показано, что вследствие краевого эффекта неравномерность распределения нагрузки растет с увеличением ширины зуба. В работе [4] с использованием метода конечных элементов исследовано влияние упругих деформаций зубчатых колес на неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Показано, что в сплошных зубчатых колесах при отсутствии погрешностей вследствие краевого эффекта имеет место неравномерность распределения нагрузки, увеличивающаяся с увеличением ширины зубчатого венца. При увеличении отношения ширины зуба к модулю от 0,25 до 25 коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$ увеличивается от 1,0 до 1,07. В работе [4] показано, что на

прочность зубчатого зацепления существенно влияет оказывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, вызванная упругими деформациями зубчатого венца. В некоторых случаях наибольшее напряжение наблюдается не в корне зуба, а в теле венца в области перехода спицы в ступицу.

Результаты исследований. Одним из перспективных конструктивных решений, направленных на снижение неравномерности распределения нагрузки в крупногабаритных зубчатых передачах, является использование самоустанавливающихся приводных шестерен. На рисунке 2 приведена схема конструкции самоустанавливающейся шестерни фирмы KruppPolyslusAG [5].

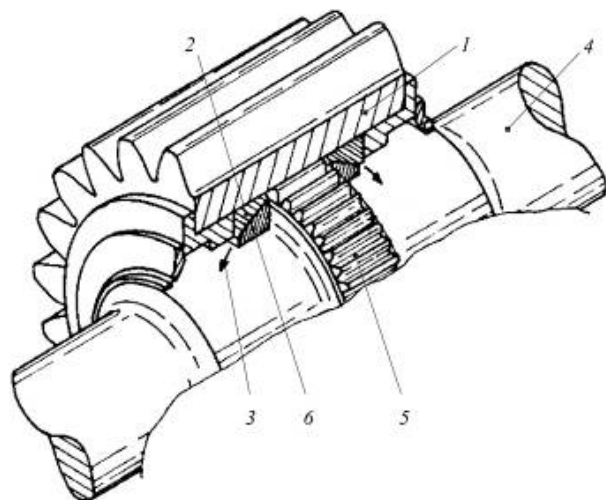


Рисунок 2 – Самоустанавливающееся зубчатое колесо фирмы KruppPolyslus AG: 1 – зубчатый венец шестерни; 2 – внешняя обойма сферического подшипника скольжения; 3 – направление перекоса шестерни к валу; 4 – приводной вал шестерни; 5 – бочкообразная зубчатая передача; 6 – внутреннее кольцо сферического подшипника

Самоустанавливающееся зубчатое колесо работает следующим образом. Находясь в зацеплении с парным зубчатым колесом (на рисунке 2 не показано) венец 1 самоустанавливается относительно зубчатого колеса на сферических опорных поверхностях подшипников 2 и 6. В результате обеспечивая равномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца.

На рисунке 3 приведена расчетная схема открытой зубчатой передачи с самоустанавливающейся шестерней. Одновременно в зацеплении находятся зубья венца шестерни с зубьями венца барабана и внутренние зубья венца шестерни с зубьями вала шестерни.

На рисунке 4 приведена геометрическая модель зацепления с разнесенными частями. В таблице 1 приведены основные параметры зубчатой передачи шестерня-венец барабана. В таблице 2 приведены основные параметры зубчатой вал-венец шестерни.

Как показали исследования, существуют особенности напряженно-деформированного состояния, затрудняющие проектирование самоустанавливающейся шестерни традиционными методами даже при отсутствии погрешностей зацепления.

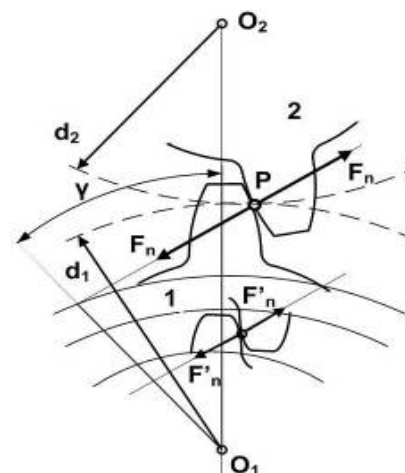


Рисунок 3 – Расчетная схема самоустанавливающейся шестерни: 1 – шестерня; 2 – венец; γ – угол зацепления; d_1 – диаметр шестерни; d_2 – диаметр венца; P – полюс зацепления; F_n – нормальная сила в зацеплении со спаренным колесом; F'_n – нормальная сила во внутреннем зацеплении подвижного венца шестерни и приводного вала

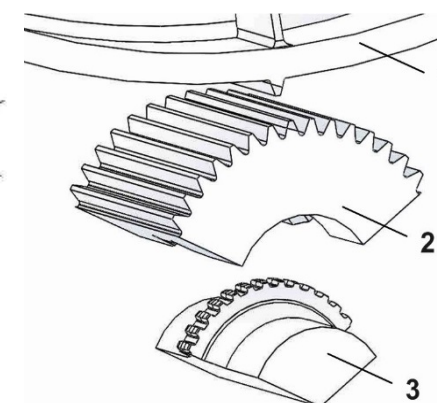


Рисунок 4 – Геометрическая модель зубчатого зацепления с самоустанавливающейся шестерней: 1 – венец барабана; 2 – венец шестерни; 3 – вал шестерни

Таблица 1 – Основные геометрические параметры внешней зубчатой пары

Параметр	Обозначение	МШРГУ 4500×6000	
		Шестерня	Зубчатый венец
Число зубьев	z	46	252
Ширина зуба	b , мм	920	900
Начальный диаметр	d , мм	1160	6358
Угол зацепления	a , °	20	
Модуль зацепления	m , мм	25	
Межосевое расстояние	a_w , мм	3758	
Частота вращения шестерни	n_1 , об/мин	75	
Крутящий момент на шестерне	T_1 , кН·м	509,3	
Передаточное число	u	5,5	

Таблица 2 – Основные геометрические параметры внутренней зубчатой пары

Параметр	Обозначение	Вал	Венец шестерни
Число зубьев	z	41	
Ширина зуба	b , мм	100	120
Начальный диаметр	d , мм	1819,5	
Угол зацепления	a , °	20	
Модуль зацепления	m , мм	20	
Модификация		продольная (бочкообразность), профильная	

Авторами настоящей статьи разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния открытых зубчатых передач тяжелых машин на основе метода конечных элементов [3, 4]. Применение современных систем ав-

томатизации инженерных расчетов (CAE-систем) позволяет на основе расчетных методов теории упругости оценить, как поведет себя компьютерная модель изделия в реальных условиях эксплуатации, убедиться в работоспособности изделия без привлечения больших затрат времени и средств. Метод конечных элементов имеет то основное преимущество, что он позволяет получить реальные распределения перемещений и напряжений в сколь угодно сложных механических системах.

На рисунке 5,а,б представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния передачи методом конечных элементов.

Из рисунка 5,а видно, что даже при отсутствии погрешностей зацепления шестерня находится в существенно трехмерном напряженном состоянии. Кроме того, напряжение в зубьях внутреннего зацепления в три раза превышает напряжения во внешнем зацеплении. Опасная пара зубьев находится во внутреннем зацеплении шестерни. Несмотря на отсутствие погрешности зацепления вследствие упругих деформаций венца и зубьев во внутреннем зацеплении распределение нагрузки по ширине шестерни и венца барабана неравномерное. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий для венца барабана составляет $K_{\text{нр}}=1,19$ (рисунок 5,б).

Стандартные методики расчета (ISO6336, DIN3990, AGMA) учитывают влияние неравномерности распределения нагрузки на напряженное состояние эмпирическими коэффициентами, полученными для зубчатых зацеплений общего машиностроения, что затрудняет их применение для расчета открытых зубчатых передач тяжелых машин. Например, жесткость, как важнейший параметр, определяющий характер распределения нагрузки по длине контактных линий, достаточно условно отражает картину деформированного состояния зубчатых колес сложной формы. Разработанная авторами методика позволяет совместно рассматривать деформации и перемещения в деталях машин с формой любой сложности и получать необходимые данные для расчета на прочность.

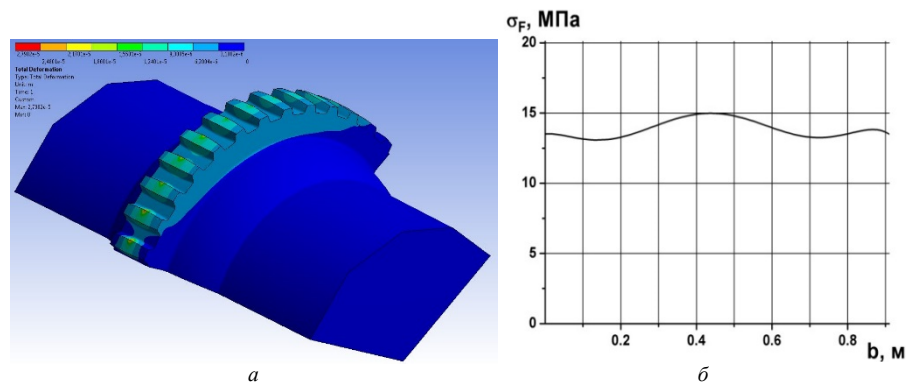


Рисунок 5 – Напряженно-деформированное состояние зубчатой передачи:

а – абсолютные перемещения вала шестерни;

б – эквивалентные напряжения (по Мизесу) в корне зуба венца барабана

Выводы. Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. В открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин существует значительная неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

2. Существующие стандартные инженерные методики не позволяют производить расчет на прочность открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин.

3. Методика расчета на прочность, основанная на методе конечных элементов, позволяет получить необходимые данные для расчета на прочность открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин.

Список литературы: 1. Мартен ванн де Вейфейкен / Мельницы и безредукторные приводы: большие, очень большие, самые большие // Горная промышленность. – №1(95). – 2011. – С.46-50. 2. Виноградов Б.В. Динамика барабанных млинів: монографія / Б.В.Виноградов. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004 – 127с. 3. Напряженное состояние открытых зубчатых передач барабанных мельниц / Б.В. Виноградов, Д.А. Федин // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 2014. – №6. – С.99-101. 4. Влияние упругих деформаций на распределение нагрузки в зубчатых передачах барабанных мельниц / Б.В. Виноградов, Д.А. Федин // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 2015. – №1. – С.119-122. 5. Пат. G 9013226U1 МПК 7F 16C 13/00, A23N 12/10, F23G 5/20, F27B 7/20. Drehtrommel [Text] / Tetzner, V. (Німеччина); заявник та патентовласник KruppPolysylusAG – № 19909013226; заявл. 18.09.90; опубл. 22.11.90. – 19с.

Bibliography(transliterated): 1. Marten vann de Veijfeiken / Mel'nicy i bezreduktomye privody: bol'shie, ochen' bol'shie, samye bol'shie / Gornaya promyshlennost'. – No1(95). – 2011. – P.46-50. 2. Vinogradov B.V. Dinamika barabannyh mliniv: monografija / B.V. Vinogradov. – Dnipropetrovsk: UDHTU, 2004 – 127p. 3. Napryazhennoe sostoyanie otkrytyh zubchatykh peredach barabannyh mel'nic / B.V. Vinogradov, D.A. Fedin // Metallurgicheskaya i gomorudnaya promyshlennost'. – 2014. – No6. – P.99-101. 4. Vliyaniye uprugih deformatsiy na raspredeleniye nagruzki v zubchatykh peredachah barabannyh mel'nic / B.V. Vinogradov, D.A. Fedin // Metallurgicheskaya i gomorudnaya promyshlennost'. – 2015. – No1. – P.119-122. 5. Pat. G 9013226U1 MPK 7F 16C 13/00, A23N 12/10, F23G 5/20, F27B 7/20. Drehtrommel [Text] / Tetzner V. (Germany); zayavnik ta patentovlasnik KruppPolysylusAG – No19909013226; zayavl. 18.09.90; opubl. 22.11.90 – 19p.

Поступила (received) 21.03.2015

УДК 621.833

В.Н. ВЛАСЕНКО, к.т.н., директор ООО "НИИ "Редуктор",
председатель ТК47 "Механические приводы", Киев;
И.В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ, аспирантка Института подготовки кадров
государственной службы занятости Украины, Киев

СОЗДАНИЕ НОРМАТИВНОЙ БАЗЫ ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ОБЩЕМАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Рассмотрены работы ООО "НИИ "Редуктор" и ТК47 "Механические приводы" при создании нормативной базы испытаний механических приводов планетарного типа. Разработана и внедрена программа и методика испытаний ПМ-121, которая распространяется на опытные образцы и серийно выпускаемые редукторы и мотор-редукторы планетарные одно- и многоступенчатые, в том числе и блочные, составленные из модулей с планетарными передачами, общемашиностроительного применения), испытания которых выполняются в испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор" и на машиностроительных предприятиях, выпускающих механические приводы планетарного типа. Допускается проведение испытаний по настоящей ПМ специальных планетарных редукторов и мотор-редукторов, назначение и условия применения которых аналогичны изделиям общемашиностроительного применения.

Ключевые слова: методы испытания, механический привод планетарного типа.

Актуальность задачи. Механические приводы общемашиностроительного применения (МП ОМП) относятся к отдельной группе приводной техники на базе зубчатых передач различного типа, технические требования которых

© В.Н. Власенко, И.В. Добровольская, 2015

должны соответствовать государственным стандартам [1-4], и от технического уровня которых зависит многочисленное оборудование потребителей.

Особенности испытаний МП ОМП. База современных механических приводов общемашиностроительного применения в ТК47 "Механические приводы" на базе цилиндрических, планетарных, червячных и комбинированных передач предусматривает проведение комплекса испытаний на различных стадиях жизненного цикла приводов (приемо-сдаточные, приемочные, периодические, контрольные, типовые). Применяемые методы испытания должны соответствовать стандарту [5].

Более чем 40 лет в испытательном подразделении института проводятся работы по совершенствованию нормативной базы. Испытания механических приводов общемашиностроительного применения на основе разрабатываемых методик и программ испытаний (ПМ), охватывающих различные как виды испытаний, так и типы МП ОМП. Большой ряд способов испытаний и стендовых установок защищен ранее авторскими свидетельствами СССР и позднее патентами Украины.

Новая разработка. В 2015 году разработана и внедрена программа и методика испытаний ПМ-121, которая распространяется на опытные образцы и серийно выпускаемые редукторы и мотор-редукторы планетарные одно- и многоступенчатые, в том числе и блочные, составленные из модулей с планетарными передачами, общемашиностроительного применения), испытания которых выполняются в испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор" и на машиностроительных предприятиях, выпускающих механические приводы планетарного типа. Допускается проведение испытаний по настоящей ПМ специальных планетарных редукторов и мотор-редукторов, назначение и условия эксплуатации которых аналогичны изделиям общемашиностроительного применения.

ПМ устанавливает порядок получения при приемочных, квалификационных, периодических и типовых испытаниях достоверной информации о фактических значениях технических характеристик изделий. Отдельные положения ПМ могут быть использованы при проведении исследовательских испытаний. Методика также пригодна для проведения сертификационных испытаний.

Испытаниям следует подвергать изделия каждого типоразмера. При выпуске ряда однотипных изделий допускается подвергать испытаниям несколько наиболее нагруженных несоседних представителей ряда, – не менее 25% от общего числа изделий, входящих в ряд, но не менее двух.

Под рядом однотипных изделий понимается ряд изделий, конструктивно подобных, изготовляемых из одинаковых материалов, по единому технологическому процессу и на одном производстве.

Соответствие фактических значений основных технических характеристик требованиям НД оценивают по параметрам, которые разделяют на задаваемые, характеризующие уровень внешних воздействий на изделие, и контролируемые, характеризующие реакцию изделия на внешние воздействия. Состояние изделий в процессе и после испытаний оценивают по качественным признакам.

Недопустимые отклонения параметров и качественных признаков от своих норм, установленных в НД на изделие, классифицируют как дефекты, подразделяемые на критические, значительные и малозначительные.

Перечень задаваемых параметров, их применяемость в зависимости от видов изделий, а также допускаемая относительная нестабильность их задания в ходе испытаний и предельная относительная погрешность измерения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Перечень параметров для всех видов испытаний

Задаваемые параметры	Редукторы	Мотор-редукторы	Предельная погрешность, %	
			задания	измерения
Номинальная частота вращения входного вала n_1 , об/мин	+	–	±10,0	±2,0
Номинальный крутящий момент на выходном валу M_2 , Н·м	+	+	±5,0	±2,5
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части входного вала F_1 , Н	+	–	±5,0	±4,0
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части выходного вала F_2 , Н	+	+	±5,0	±4,0
Допускаемые кратковременные перегрузки kM_2 , Н·м	+	–	±5,0	±2,5
Температура воздуха t_0 , °С	+	+	±5°С	±1°С

Задаваемые параметры по таблице 1 применяются в полном объеме для всех видов испытаний.

При испытаниях используют стенды с разомкнутым контуром, и стенды с электрическим торможением. Рекомендуемые схемы стендов для испытания изделий приведены на рисунках 1-3. В стендах предусмотрено за счет применения соответствующих двигателей заданные частоты вращения входного вала, с помощью специальных нагружающих устройств задание и контроль крутящего момента на выходном валу и радиальных консольных нагрузок, приложенных к валам, а также обеспечены условия для контроля параметров и качественных признаков.

Значения задаваемого крутящего момента M_2 устанавливают в зависимости от режимов испытаний, используемого смазочного материала, температурных условий и других оговоренных в ТУ требований. Если в ТУ эти требования не оговорены, то испытания проводят при номинальном значении момента M_2 в непрерывном режиме с продолжительностью до 24 ч в сутки в прямом или обратном потоках мощности.

Общая продолжительность всех видов испытаний изделий, включающая испытания в горизонтальном и вертикальном положениях при крутящих моментах M_2 и kM_2 , должна быть не менее нормы T_y , заданной в ТУ на конкретные изделия.

Испытания изделий с нагрузкой kM_2 проводят в режиме, указанном в ТУ. Если в ТУ режим не указан, то испытания проводят в режиме ПВ=40% с длительностью цикла 60с.

Количество образцов для испытаний согласно [5] принимают не менее 3.

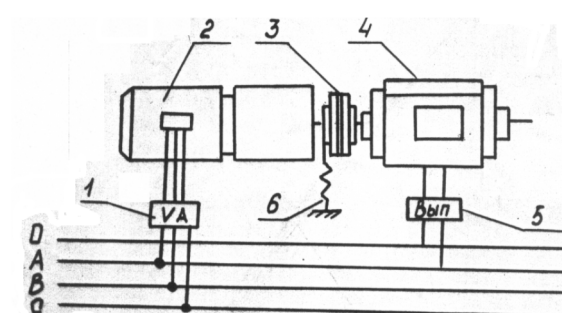


Рисунок 1 – Схема стенда с разомкнутым контуром: 1 – измерительный комплект К-505; 2 – испытываемый редуктор (мотор-редуктор); 3 – муфта; 4 – тормоз порошковый; 5 – выпрямитель; 6 – устройство для консольного нагружения

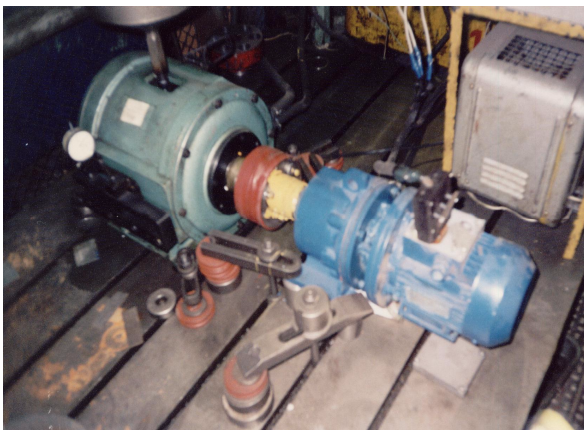


Рисунок 2 – Фото стенда с разомкнутым контуром при испытании мотор-редукторов 6МП-40

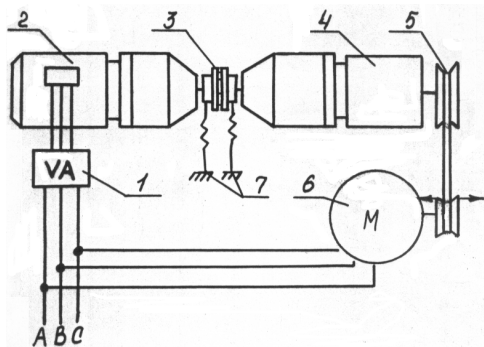


Рисунок 3 – Схема стенда с электрическим торможением:

1 – измерительный комплект К-505; 2,4 – испытываемые мотор-редукторы; 3 – динамометрическая муфта; 5 – клиноременной ускоритель; 6 – асинхронный электродвигатель-генератор; 7 – устройства для консольного нагружения валов

При испытаниях аттестацию и поверку стендового оборудования, а также задание и измерение ряда параметров выполняют по следующим специальным методикам аттестации и измерений:

Таблица 2 – Отношение количества опытов ко времени испытаний

$P\beta(T)$	0,6			0,65						
T_w/T	0,6	0,7	0,8	0,9	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
n	6	5	4	8	7	6	5	4		

- нагружение валов консольной нагрузкой путем смещения валов;
- устройство консольного нагружения валов;
- определение шумовых характеристик на стендах с разомкнутым контуром;
- индуктивный измеритель крутящего момента;
- определение утечки смазочного материала через манжеты для уплотнения валов;

Продолжительность типовых испытаний при этом может быть увеличена на время, необходимое для оценки эффективности и целесообразности вносимых изменений, и устанавливается разработчиком изменений.

В связи с тем, что при испытаниях на стендах с электрическим торможением одновременно испытывают по два изделия, то испытаниям подвергают 4 образца или одно изделие испытывают в обоих направлениях вращения.

В этих случаях общее количество опытов составит 4, что обеспечит сокращение продолжительности испытаний с T до T_n за счет увеличения количества испытываемых образцов (без сокращения времени испытаний при kM_2) в соответствии с таблицей 2.

Приведенные в таблице 2 данные для $P\beta(T)=0,6$ используют при первичных испытаниях, а для $P\beta(T)=0,65$ – при повторных испытаниях, проводимых в зависимости от видов дефектов, выявленных в процессе первичных испытаний.

Продолжительность испытаний может быть сокращена и дальше с увеличением количества опытов.

- тормоза электромагнитные порошковые нагрузочные серии ПТ...М1;
- баланс-моторы;
- определение мощности, отдаваемой приводным двигателем;

- определение сопротивления изоляции обмоток двигателя;
 - устройство для нагружения валов радиальными консольными нагрузками.
- Оценка соответствия изделий требованиям ТУ по ряду значительных дефектов, представленных параметрами n_2 (для мотор-редукторов), M_y , L_{pA} , L_{pi} , M , η , t_m и t_k осуществляется методами статистического приемочного контроля качества продукции по количественному признаку согласно [6].

Контроль стабильности крутящего момента в стендах с разомкнутым контуром осуществляется по показаниям силоизмерительного устройства тормоза, а в стендах с электрическим торможением – по потребляемой двигателем мощности или с помощью специальной динамометрической муфты.

В ПМ установлены последовательность испытаний, методы статистической обработки и оценки точности результатов испытаний,

По результатам испытаний делают следующие заключения:

- о соответствии изделий требованиям нормативно-технической документации, установленным для данного вида испытаний;
- о целесообразности постановки изделий на производство (для приемочных испытаний);
- о готовности предприятия к выпуску данного вида изделий в заданном объеме (для квалификационных испытаний);
- о стабильности качества изделий и возможности продолжения их выпуска (для периодических испытаний);
- об эффективности и целесообразности вносимых изменений (для типовых испытаний);
- о нормальном функционировании изделий в заданных при испытаниях условиях.

В ходе проведенных работ по созданию современных методик испытаний совершенствуются, как способы испытаний, так и стендовые установки. На основании разработанной блок-схемы создания объектов интеллектуальной собственности по методам испытаний МП ОМП, которая осуществляется на протяжении последних пяти лет, восемь решений защищены патентами Украины.

Выводы:

1. Разработка нормативной базы испытаний МП ОМП позволяет в значительной мере сокращать сроки поставки продукции на серийное производство и обеспечивать поддержку необходимого качества приводной техники на всех этапах жизненного цикла.

2. Активное накопление потенциала новых технологических решений в ходе испытаний различных видов способствует развитию интеллектуальной собственности предприятия, что обеспечивает конкурентоспособность выпускаемой продукции.

Список литературы: 1. ДСТУ 2280-93. Редуктори зубчасті. Загальні технічні умови. – 15с. 2. ДСТУ 2279-93. Мотор-редуктори зубчасті. Загальні технічні умови. – 17с. 3. ДСТУ 2126-93. Вариатори ланцюгові. Загальні технічні умови. – 15с. 4. ДСТУ 3102-95. Мотор-барабани. Загальні технічні умови. – 16с. 5. ДСТУ 2796-94. Приводи механічні. Методи випробувань. – 20с. 6. ГОСТ 20736. Статистический приемочный контроль по количественному признаку. – 121с.

Bibliography (transliterated): 1. DSTU 2280-93. Reduktory zubchasti. Zagal'ni tehnicni umovi. – 15p. 2. DSTU 2279-93. Motor-reduktry zubchasti. Zagal'ni tehnicni umovy. – 17p. 3. DSTU 2126-93. Variatory lancyugovi. Zagal'ni tehnicni umovy. – 15p. 4. DSTU 3102-95. Motor-barabany. Zagal'ni tehnicni umovy. – 16p. 5. DSTU 2796-94. Privody mehanichni. Metody vyprobuvan'. – 20p. 6. GOST 20736. Statisticheskij priemochnyj kontrol' po kolichestvennomu priznaku. – 121p.

Поступила (received) 15.03.2015

С.І. ГРОМНЮК, аспірант каф. "Технологія машинобудування" НУ "Львівська політехніка";
І.Є. ГРИЦАЙ, д.т.н., проф., завідувач каф. "Технологія машинобудування" НУ "Львівська політехніка", Львів

ЗМІНА КІНЕМАТИКИ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ НАРІЗАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-КОЛОВИМ СПОСОБОМ

В статті розглянуто напрямки модернізації серійних зубофрезерних верстатів з ручним керуванням для забезпечення нарізання зубчастих коліс дисковою фрезою в умовах неперервного обкочування за радіально-коловим способом. Кінематика верстата після її зміни передбачає програмне керування приводами основного руху і зворотно-поступального періодичного переміщення інструментальної каретки з зубцевою частотою та дає змогу нарізати зубчасті колеса з будь-яким профілем зубчастого вінця.

Ключові слова: зубофрезерний верстат, радіально-коловий спосіб, програмований привід, серводвигун, мехатроніка, ефективність.

Вступ. Актуальність задачі. Зубчасті передачі як і зубчасті колеса усіх типів та видів зачеплення у наш час залишаються безальтернативним засобом передачі та перетворення енергії у приводах більшості машин. Зростання сил і моментів, що передаються, навантажень на компоненти передач одночасно зі збільшенням робочих швидкостей зумовлюють неухильне підвищення вимог до їх точності та якості. При використанні традиційних технологій зубонарізання реалізація цих вимог автоматично призводить до різкого зростання технологічних витрат та вартості передач. У цьому зв'язку пошук нових способів, методів і технологій зубонарізання є актуальною задачею сучасного машинобудування.

Аналіз стану проблеми та літератури. До найбільш ефективних технологій виготовлення зубчастих поверхонь належить зубонарізання за радіально-коловим способом, запропонованим інж. Е.М. Благутом [1] та вперше дослідженим на кафедрі технології машинобудування Львівської політехніки [2, 3]. Для удосконалення цього способу використана ідея І.О. Коганова про кінематичне розділення робочих рухів, яка була реалізована для вирізання впадини між зубцями дисковою головкою на горизонтально-фрезерному верстаті [4].

В РК-способі ця ідея використана введенням мультиплікатора між віссю інструментального шпинделя зубофрезерного верстата і віссю обертання дискової фрези, що дає змогу кінематично розділити рухи різання та формоутворення. Використання мультиплікатора дозволяє працювати на високих швидкостях різання (300м/хв) та оснащувати збірну дискову фрезу пластинами із твердих сплавів, при цьому внаслідок простоти конструкції такий інструмент у сотні разів дешевший від збірної модульної черв'ячної фрези. Процес здійснюється на зубофрезерному верстаті в умовах обкочування, а для нарізання коліс різного модуля достатньо одного інструменту зі зміною величини ексцентриситету. Зменшення витрат на різальний інструмент (модульні черв'ячні фрези) одночасно з підвищенням продуктивності процесу забезпечує його високу ефективність і досягнення оптимального співвідношення між якістю об-

робки, продуктивністю і витратами на різальний інструмент, технологічне спорядження та устаткування [5-8].

В наш час цю ідею реалізовано також для формоутворення профілів прямозубих коліс дисковою фрезою на багатоцільовому верстаті з ЧПК [9-10]. Проте, за даними вказаних авторів, час нарізання одного колеса при тих же режимах різання від 20 до 100 разів більший, ніж у черв'ячному зубофрезеруванні [11]. Врахуючи це, а також орієнтацію на 5-ти координатні верстати з ЧПК, високу ціну обладнання та собівартість деталей використання цього способу, означеного як "контурне оброблення", для серійного виробництва зубчастих коліс є проблематичним.

Разом з тим, певним недоліком РК-способу, який розробляється на кафедрі ТМБ Львівської політехніки, в початковому його виді є нарізання зубчастих поверхонь лише синусоїдального профілю. Хоча синусоїдальні колеса мають кращі експлуатаційні характеристики, ніж традиційні евольвентні (вищу навантажувальну здатність, більшу міцність зубців на згин, відсутність ділянок концентрації напружень біля ніжок зубця, вищу циклічну витривалість та нижчий рівень шуму в передачах), у наш час вони ще знайшли відповідного застосування в приводах машин.

Метою статті є підвищення ефективності процесів нарізання зубчастих коліс радіально-коловим способом та рівня універсальності серійних зубофрезерних верстатів на основі їх модернізації і використання засад мехатроніки – програмного керування приводами їх робочих рухів.

Матеріали досліджень. Для розширення технологічних можливостей РК-способу і нарізання з його допомогою будь-яких профілів необхідно забезпечити зміну закону обкочування інструменту і заготовки. Вирішення цієї задачі можливе різними шляхами. Найпростіший із них полягає в механічній системі корекції з зубцевою частотою зворотно-поступального руху за певним законом, який задається профілем кулачка – копію, як показано на рисунку 1.

На більш високому рівні цю задачу можна вирішити модернізацією зубофрезерного верстату і використанням для переміщення дискової фрези керованих приводів.

У схемі на рисунку 2 обертання дискової фрези надається від шпинделя зубофрезерного верстата через зубчасту пасову передачу з натяжним роликом, при цьому пасова передача виконує роль мультиплікатора і забезпечує підвищення обертів на осі фрези. Натяжний ролик компенсує зміну міжцентрової віддалі у пасовій передачі внаслідок періодичного зворотно-поступального переміщення каретки, величина якого

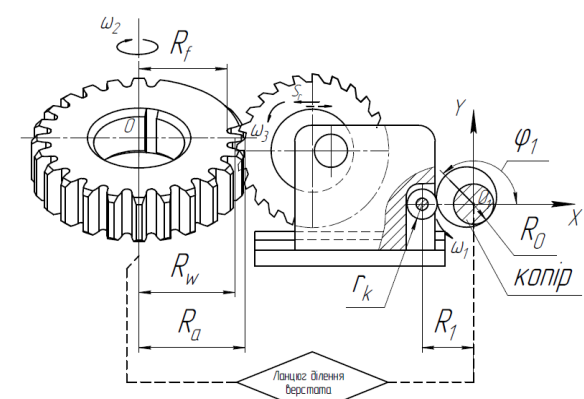


Рисунок 1 – Корекція закону руху фрези в РК-способі на механістичній основі

відповідає модулю нарізаного колеса, а частота – кількості зубців нарізаного колеса; каретка рухається по напрямних салазках. Привід переміщення каретки з фрезною надається від крокового двигуна, а закон її лінійного переміщення встановлюється системою керування двигуна (контролером). Весь механізм міститься на консолі, яка монтується на поворотній частині інструментального супорта верстата для можливості нарізання косозубцевих коліс.

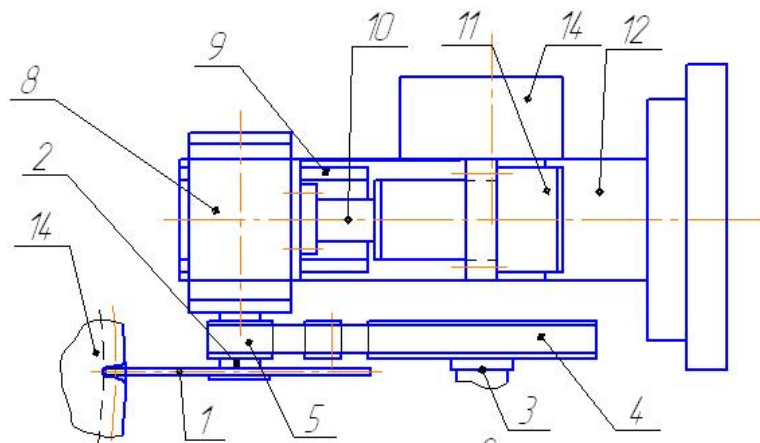


Рисунок 2 – Схема кінематики верстата з приводом головного руху від інструментального шпинделя та переміщення каретки від крокового двигуна:
 1 – дискова фреза; 2 – інструментальний вал; 3 – вісь шпинделя зубофрезерного верстата;
 4 – ведуче колесо пасової передачі; 5 – ведене колесо пасової передачі;
 6 – натяжний ролик пасової передачі; 7 – пас; 8 – корпус інструментального валу;
 9 – напрямні салазки; 10 – рухомий шток крокового двигуна; 11 – кроковий двигун;
 12 – платформа; 13 – супорт зубофрезерного верстата;
 14 – контргідримка шпинделя зубофрезерного верстата;
 15 – зубчасте колесо, яке нарізають

Другий варіант компонування зубофрезерного верстата, який працює за РК-способом, або його модернізації показано на рисунку 3. Обертання дискової фрези надається від серводвигуна, керованого контролером, або комп'ютером (в експериментальних дослідженнях). Встановлення частоти обертів фрези залежить від матеріалу зубців, її діаметру та фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки і розраховується на основі моделі точності і якості зубчастих поверхонь, утворених РК-способом.

Періодичне зворотно-поступальне радіальне переміщення дискової фрези 3 з зубцевою частотою здійснюється з допомогою серводвигуна 8. Інструментальна каретка з модулем фрези 5 змонтована на кульових опорах в горизонтальних подвійних напрямних типу "ластівчин хвіст". Керування серводвигуном переміщень каретки також здійснюється від контролера або комп'ютера, яким задається величина переміщення, відповідна модулю і частота переміщень на один оберт нарізаного колеса. Одночасне програмне керування двома робочими рухами – швидкістю різання і радіальним переміщенням фрези дозволяє нарізати зубчасті поверхні будь-яких профілів – евольвентних, синусоїдальних, зачеплення Новикова, аркових, асиметричних, зірочок та ін.

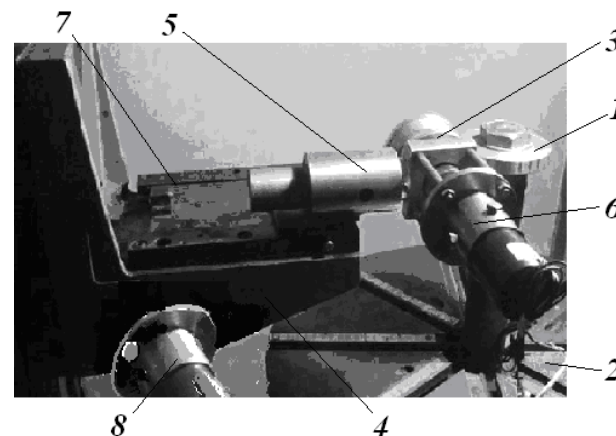
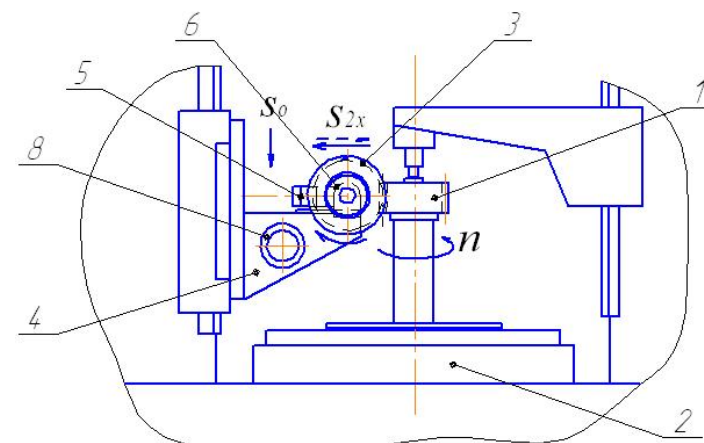


Рисунок 3 – Робоча ділянка зуборізного верстата з керованими приводами для нарізання коліс за РК-способом:

- 1 – заготовка; 2 – стіл верстата; 3 – дискова фреза; 4 – консоль з напрямними; 5 – модуль фрези;
 6 – серводвигун приводу головного руху; 7 – каретка; 8 – серводвигун приводу періодичного радіального переміщення каретки

Висновки. Запропоновані шляхи модернізації та зміни в кінематиці верстатів для зубонарізання радіально-коловим способом дають змогу:

- 1 – можливість нарізати колеса будь-яких профілів, що розширяє технологічні можливості серійних верстатів та їх універсальність;
- 2 – скоротити кінематичні ланцюги і значно спростити налагодження верстатів;
- 3 – внаслідок зменшення сили різання забезпечити істотне зменшення витрат енергії та досягти підвищення точності нарізання зубчастих коліс;
- 4 – за рахунок збільшення швидкості різання та осьової подачі, скорочення основного часу, а також часу на переналадження обладнання підвищити продуктивність процесу зубонарізання.

Список літератури: 1. *Благут Е.М.* Спосіб нарізки зубчастих коліс синусоїдальної передачі Благута. Патент України №73550: МПК7 В23Р15/14. – Опубл. бюл. №8, 2005р. 2. *Грицай І.Є., Благут Е.М., Яворський В.З.* Синусоїдальні зубчасті колеса та новий ефективний метод їх виготовлення // УІЦ "Наука. Техніка. Технологія", – К., 2004. – С.47-50. 3. *Литвиняк Я.М., Грицай І.Є., Юрчишин І.І.* Технологічні особливості отримання зубчастих коліс із синусоїдальним профілем бічних поверхонь зубців // 7-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей. – Львів, 18-20 травня 2005. – С.86-87. 4. *Коганов І.А.* Прогрессивная обработка зубчатых профилей и фасонных поверхностей. – Тула: Приокское книжн. из-во, 1970. – 180с. 5. *Грицай І.Є., Громнюк С.І.* Підвищення ефективності процесу нарізання зубчастих коліс на основі радіально-оберткового методу в умовах обкочування // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць Донбаської державної машинобудівної академії. – Вип.32-2013. – Краматорськ, 2013. – С.226-229. 6. *Грицай І.Є., Громнюк С.І., Кук А.М.* Параметри поперечного перерізу зрізів в радіально-обкочуальному способі нарізання зубчастих коліс з осью подачею // Вісник НУ "Львів. політехніка". Оптимізація виробничих процесів і техн. контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – №772. – Львів.: Вид-во НУ "Львів. політехніка", 2014. – С.8-14. 7. *Громнюк С.І., Грицай І.Є.* Моделювання складових сумарної похибки і точності зубчастих коліс в радіально-коловому способі зубонарізання // Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут". Серія "Проблеми механічного приводу". – №31(1074) – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – С.24-28. 8. *Hromniuk S., Hrytsaj I.* THE STUDY OF THE CUTTING FORCE AND ITS COMPONENTS IN RADIAL-CIRCULAR CUTTING OF THE GEARS // Оптимізація виробничих процесів і техн. контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – №786. – Львів: Вид-во НУ "Львів. політехніка", 2014. – С.61-67. 9. *Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Пастернак С.І.* Математичне моделювання законів руху дискового інструменту при обробці зубчастих коліс довольного профілю // Вісник НТУУ "КПІ", сер. Машиностроєння. – Київ, 2006. – №49. – С.104-108. 10. *Пастернак С.І., Данильченко Ю.М.* Контурна обробка зубчастих коліс з довольним профілем зубів дисковими інструментами // Матеріали доповідей Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених "Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних галузей та транспорту". – Севастополь: В-во СевНТУ, 2007. – С.90-91. 11. *Пастернак С.І.* Економічне обґрунтування методу контурної обробки деталей з періодичними профілями дисковим інструментом // Вісник НТУ "ХПІ": Сборник научных трудов. Сер. Проблемы механичного приводу. – Харків, 2009. – №19. – С.118-126.

Bibliography (transliterated): 1. *Blagut E.M.* Sposib narizky zubchastykh kolis sinusoidal'noyi peredachi Blaguta. Patent Ukrayiny No73550: MPK7 B23P15/14: Opubl. byul. No8, 2005 r. 2. *Gricaj I.E., Blagut E.M., Yavors'kiy V.Z.* Sinusoidal'ni zubchasti koleasa ta novij efektyvnyj metod yih vygotovlennya // UITs "Nauka. Tehnika. Tehnologiya", – Kyiv, 2004. – P.47-50. 3. *Litvyniak Ya.M., Gricaj I.E., Yurchyshyn I.I.* Tehnologichni osoblyvosti otrymannya zubchastykh kolis iz sinusoidal'nym profilem bichnykh poverhon' zubciv. // 7-j Mizhnarodnyj simpozium ukrajin's'kyh inzheneriv-mehaniikov u L'vovi. Tezy dopovidey. L'viv, 18-20 travnya 2005. – P.86-87. 4. *Koganov I.A.* Progressivnaya obrabotka zubchatykh profiley i fasonnnykh poverhnostey. Tula: Priokskoe knizhn. izd., 1970. – 180p. 5. *Gricaj I.E., Gromnyuk S.I.* Pidvyshhennya efektyvnosti procesu narizannya zubchastykh kolis na osnovi radial'no-obertovogo metodu v umovah obkochuvannya. Nadijnist' instrumentu ta optimizaciya tehnologichnykh sistem. Zb. nauk. prats' Donbas'koyi derzhavnoyi mashynobudivnoyi akademiyi. – Vol.32-2013. Kramators'k, 2013. – P.226-229. 6. *Gricaj I.E., Gromnyuk S.I., Kuk A.M.* Parametry poperechnogo pererizu zriziv v radial'no-obkochuval'nomu sposobi narizannya zubchastykh kolis z os'ovoyu podacheyu. Visnyk NU "L'viv. politehnika" Optimizaciya vyrobnychyyh procesiv i tehn. kontrol' u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni. – No772. – L'viv. Vyd. NU "L'viv. politehnika". – 2014. – P.8-14. 7. *Gromnyuk S.I., Gricaj I.E.* Modelyuvannya skladovykh sumarnoyi pokhybky i tochnosti zubchastykh kolis v radial'no-kolovomu sposobi zubonarizannya. Visnyk NTU "KhPI". Seriya "Problemy mehanichnoho pryvodu". – 31(1074). – Kharkiv, NTU "KhPI", 2014. – P.24-28. 8. *Gromnyuk S., Gricaj I.* THE STUDY OF THE CUTTING FORCE AND ITS COMPONENTS IN RADIAL-CIRCULAR CUTTING OF THE GEARS // Optimizaciya vyrobnychyyh procesiv i tehn. kontrol' u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni. – No786. – L'viv. Vyd. NU "L'viv. politehnika". – 2014. – P.61-67. 9. *Danylchenko Yu.M., Kryvosheya A.V., Pasternak S.I.* Matematychno modelyuvannya zakoniv ruhu dyskovoho instrumentu pry obrobci zubchastykh kolis dovil'nogo profilyu // Vestnyk NTUU "KPI", ser. "Mashynostroenye". – Kyiv, 2006. – No49. – P.104-108. 10. *Pasternak S.I., Danylchenko Yu.M.* Konturna obrobka zubchastykh kolis z dovil'nym profilem zubiv dyskovymy instrumentamy // Materialy dopovidey Mizhnarodnyj nauko-technichnoyi konferenciyi studentiv, aspirantiv i molodykh vchenykh "Prohresyvni napryamky rozvytku mashyno-prykladobudivnykh galuzey ta transport". – Sevastopol': Vyd. SevNTU, 2007. – P.90-91. 11. *Pasternak S.I.* Ekonomichne obgruntuвання методу контурної обробки деталей з періодичними профілями дисковим інструментом // Vestnyk NTU "KhPI" Sb. nauch. trudov. Ser.: "Problemy mehanichnoho pryvodu". – Kharkiv, 2009. – No19. – P.118-126.

Надійшла (received) 20.03.2015

В.Л. ДОРОФЕЕВ, д.т.н., проф., главный научный сотрудник ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;
Д.В. ДОРОФЕЕВ, к.т.н., доцент "МАТИ-РГТУ им. К.Э. Циолковского", Москва, Россия;
В.Н. ЖУРАВЛЁВ, д.т.н., зам. нач. управления информационных технологий ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье;
А.Б. ЕДИНОВИЧ, ведущий конструктор отдела зубчатых передач НИО ГП "Ивченко-Прогресс"

РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК ПО ШИРИНЕ ЗУБЬЕВ, ПРОГИБА ВАЛОВ, СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ, И ПОЛУЧЕНИЕ СИГНАЛОВ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В СИСТЕМЕ ASGEARS

В статье описывается применение программного комплекса ASGEARS для расчета распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов и сил, действующих на опоры трансмиссий. Была применена специальная конечно-элементная модель расчета, функция формы которой полностью соответствует дифференциальному уравнению изгиба. Число ступеней вала, имеющих разные диаметры, не имеет ограничений. Учитывается угловое или радиальное закрепление узлов, радиальные силы или изгибающие моменты. ASGEARS имеет пятнадцать урвневую реляционную базу данных, в которой хранятся данные о размерах валов. Результаты расчета выводятся в численном и графическом виде. Полученные результаты расчета о прогибах валов передаются в систему расчета зубчатых передач, где рассчитываются распределение контактных и изгибных напряжений по ширине зубьев, жесткость элементов системы, радиальные и крутильные колебания. Приведены примеры ввода данных, результаты расчета.

Ключевые слова: ASGEARS, опоры, валы, трансмиссия, функция формы, распределение нагрузок по ширине зубьев.

Введение. Программный комплекс ASGEARS разработан авторами настоящей работы, и в основном предназначен для проектирования авиационных зубчатых передач [1-4] и именно этим отличается от других известных программ расчета и проектирования зубчатых передач. В общем машиностроении этот программный комплекс используется под названием AEROFLANK, его отличие в применяемых стандартах.

Программный комплекс ASGEARS и состоит из следующих подсистем:

- 1) геометрия цилиндрических зубчатых колес с модифицированным исходным контуром (притупленные кромки зубьев, поднутренные основания, приграничные зоны, и т.д.);
- 2) геометрия цилиндрических зубчатых колес с несимметричными зубьями;
- 3) геометрия радиальных шевронных зубчатых колес;
- 4) геометрия конических с круговыми зубьями и арочных зубчатых колес;
- 5) допуски по стандартам ISO, DIN, ГОСТ;
- 6) поля допусков на форму модификации профиля и направления зубьев;
- 7) ключевые элементы наладки зубошлифовальных станков, в том числе подготовка файлов управления *.pfl;
- 8) построение графиков коэффициентов формы зубьев и графиков удельной жесткости зубьев;
- 9) расчеты прочности по ГОСТ 21354-87, ISO 6336, DIN 3990;

© В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, В.Н. Журавлёв, А.Б. Единолич, 2015

10) построение кинематической погрешности методом решения обратной задачи теории зацепления и расчет кинетической погрешности, учитывающей деформацию зубьев;

11) подсистемы решения интегральных и дифференциальных уравнений;

12) подсистемы расчета полей напряжений с глубоким анализом глубины залегания контактных напряжений на основе интегральных уравнений В.Л. Устиненко – В.Я. Рубенчика;

13) моделирование хода изменения контактных и изгибных напряжений от входа зубьев в зацепление до выхода него и распределение напряжений по всей ширине зубьев;

14) моделирование изменения толщины слоя смазки между контактными поверхностями каждого зуба и температуры в каждой точке контакта с учетом характеристик масла;

15) моделирование крутильных и радиальных колебаний, а также их спектрального состава;

16) моделирование динамических сил, действующих на подшипники;

17) расчет стационарных и бифуркационных амплитудно-частотных характеристик вышеперечисленных процессов;

18) прямые расчеты по данным измерения погрешностей профиля зубьев колес;

19) диагностика зубчатых передач.

Чтобы реализовать перечисленные возможности ASGEARS использует большие массивы исходных данных включающих, например, зависимость вязкости масла от давления, метод формирования переходной кривой или ширину канавки между полушевронами зубчатого колеса и т.д. Поэтому ASGEARS имеет пятнадцать уровневую реляционную базу данных, каждый уровень которой допускает ввод до 256 параметров зубчатой передачи, существенно упрощающую проектирование.

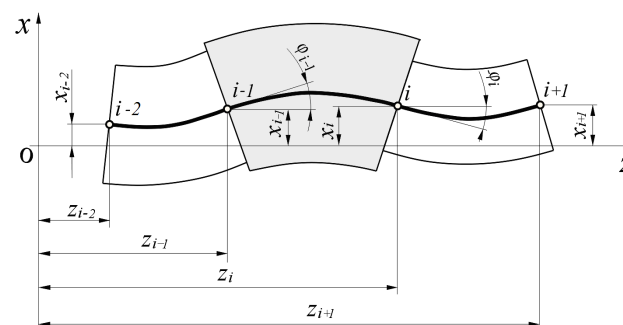
Контроль правильности входных данных и результатов расчета и моделирования выполняется с помощью двух или трехмерных изображений.

Исходные принципы расчета валов. Расчет сложных многоступенчатых и многоопорных валов выполняется численными методами. Обычно считается, что численные методы – это методы приближенные. Однако, если прогиб элемента вала определять по формуле $x_i(z) = N_i^T Y_i$, $i = 1, 2, \dots, n$, а функцию формы и вектор перемещений выразить в виде:

$$N_i = \begin{Bmatrix} \frac{(z - z_i)^2 (z - z_{i-1})}{h_i^2} \\ \frac{(z - z_{i-1})^2 (z - z_i)}{h_i^2} \\ \frac{(z_i - z)^2 [2(z - z_{i-1}) + h_i]}{h_i^3} \\ \frac{(z_i - z_{i-1})^2 [2(z_i - z) + h_i]}{h_i^3} \end{Bmatrix}; Y_i = \begin{Bmatrix} \varphi_{i-1} \\ \varphi_i \\ x_{i-1} \\ x_i \end{Bmatrix},$$

где входящие в формулы величины показаны на рисунке 1, то результаты расчета будут такими же, как при аналитическом расчете.

Связь с внешними силами, учет граничных условий и техника программной реализации приведены в работах [5, 6], итоговые результаты включены в программный комплекс ASGEARS [1-4].



Расчет валов в ASGEARS. Ввод исходных данных с использованием базы данных в ASGEARS показан на рисунке 2. Результат расчета показан на рисунке 3.

Рисунок 1 – Схема дискретизации вала конечными элементами

Копир.Рис		Сохранить изменения в базу данных		Сдвиг шестерни		Сдвиг колеса		Доп. Парам.	
<input type="checkbox"/> Сортировать по возрастанию координат				<input type="checkbox"/> Ведомое		<input type="checkbox"/> Добавить		<input type="checkbox"/> Удалить	
№узла	Координат	Диаметр	Ширина	Сила	Момент	Осевая	Жесткость		
эл-та	узлов [мм]	эл-та[мм]	эл-та[мм]	hwal	[hwal/мм]	сила Fx	опоры,N/mm		
1	-100 X	0	0	0	0	0	0		
2	0	25	100	20000	0	0	0		
3	100 X	25	100	0	0	0	0		

Рисунок 2 – Ввод исходных данных

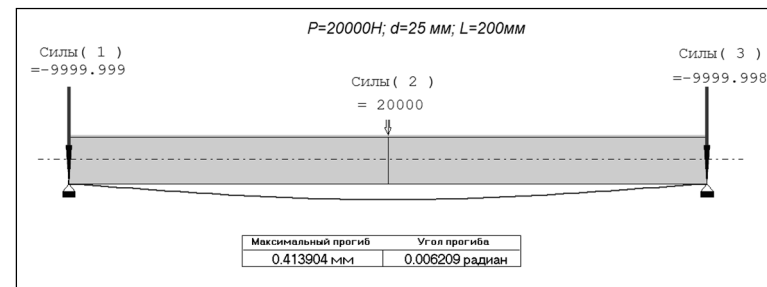


Рисунок 3 – Результат расчета

Теперь рассмотрим, как изменятся опорные реакции и прогиб вала, если к имеющимся двум опорам добавить третью, расположив её по середине между левой опорой и серединой вала. Ввод исходных данных с использованием базы данных в ASGEARS показан на рисунке 4, а результат расчета показан на рисунке 5.

Как видно из результатов расчета прогиб и силы, действующие на опоры, существенно изменились, как по величине, так и по направлению действию сил. Прогиб уменьшился шесть раз, при этом нагрузки на крайние опоры уменьшились, а добавленная опора воспринимает даже большую нагрузку, чем действующая сила.

Дальнейшие исследования показали, что расстояние между опорами связано с силами, действующими на опоры, гиперболической зависимостью: чем ближе расстояние между опорами, тем большая нагрузка на них действует.

Копир.Рис		Сохранить изменения в базу данных		Сдвиг шестерни		Сдвиг колеса		Доп. Парам.	
Сортировать по возрастанию координат									
Ведомое									
Добавить Удалить									
№ узла	Координаты эл-та	Диаметр эл-та [мм]	Ширина эл-та [мм]	Сила hwal	Момент [hwal/мм]	Осевая сила Fx	Жесткость опоры, N/mm		
1	-100 X	0	0	0	0	0	0		
2	-50 X	25	100	0	0	0	0		
3	0	25	100	20000	0	0	0		
4	100 X	25	100	0	0	0	0		

Рисунок 4 – Ввод исходных данных

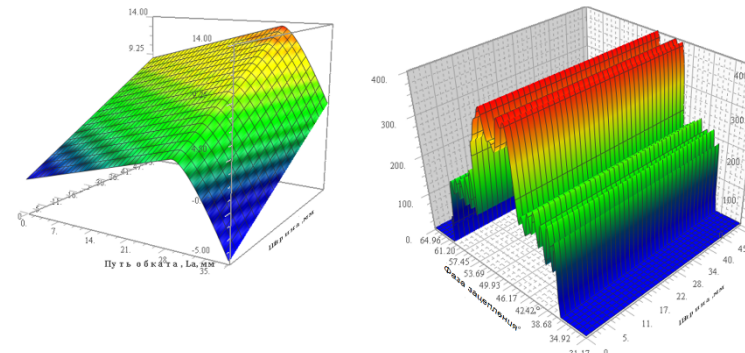


Рисунок 7 – Изображение: а – модифицированной поверхности зубьев колес; б – распределения удельных нагрузок по ширине зубьев с коррекцией направления зубьев

После устранения концентрации напряжений и обеспечения заданных характеристик передачи, проектирование завершается выводом протокола расчета.

На рисунке 7,б видно, что максимальные удельные нагрузки приходятся на однопарную зону зацепления зубьев. В двухпарном зацепления нагрузки примерно в два раза меньше. В работе [1] с программы ASGEARS описано, как выровнять эти нагрузки и повысить несущую способность передачи.

От входа зубьев в зацепление до выхода из него есть колебания нагрузок (рисунок 6,б, рисунок 7,б) – это следствие динамических процессов, возбуждаемых переменной жесткостью зубьев и погрешностями профиля зубьев колес. Эти колебания (рисунок 8), возбуждаясь зацеплением зубьев колес, имеют

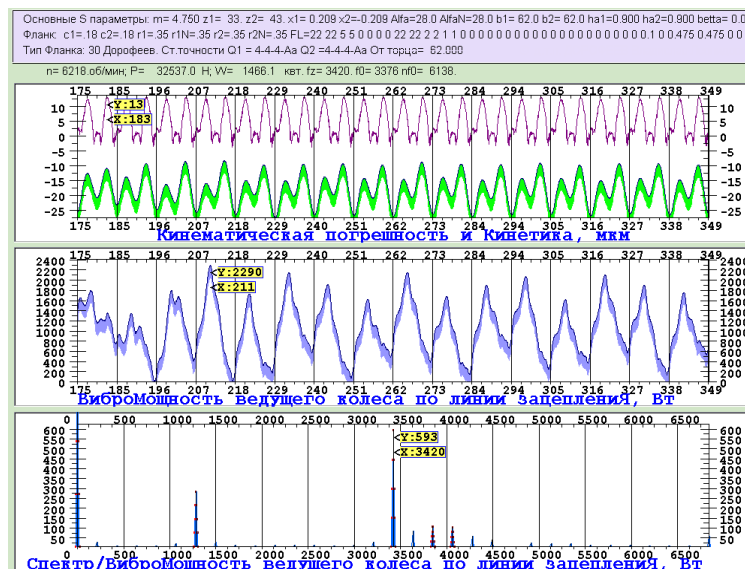


Рисунок 8 – Расчетные нелинейные колебания зубчатых колес самого мощного в мире редуктора 8-го двигателя AN-70 для самолета AN-70 и спектр колебаний зубчатых колес

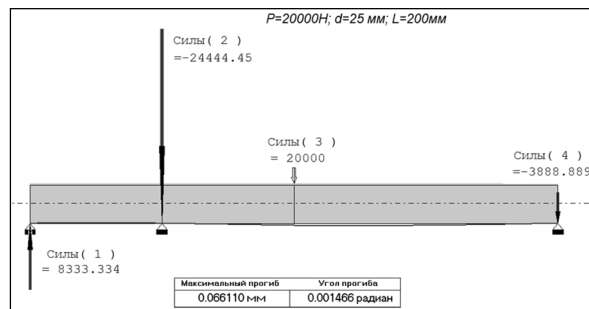


Рисунок 5 – Результат расчета

Рисунок 6,а) – суммарное угловое отклонение γ контактных линий.

Вследствие упругих деформаций валов, образуются отклонения в положении контактных линий зубьев зубчатых колес.

Учет прогиба валов при расчете распределения нагрузок по ширине зубьев зубчатых колес. В ASGEARS одновременно рассчитывается два вала и определяется

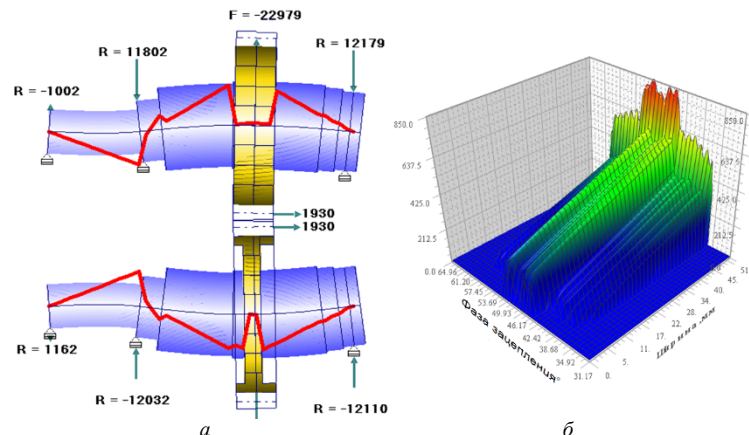


Рисунок 6 – Изображение: а – формы прогиба валов; б – распределения удельных нагрузок по ширине зубьев без коррекции направления зубьев

Результаты расчета отклонений в положении контактных линий принимаются подсистемой расчета погрешностей и далее с учетом параметров динамики рассчитываются и выводятся в виде графических изображений (рисунок 6,б), для анализа с целью последующего расчета коррекции направления зубьев (рисунок 7,а) и повторного расчета распределения нагрузок по ширине зубьев (рисунок 7,б).

большую энергию, от двух до пятидесяти киловатт, поэтому, если не принять специальных мер, могут стать причиной разрушения дисков, лопаток турбин, трубопроводов и других элементов конструкций.

В системе ASGEARS имеются средства, для расчета энергии колебаний, средства для их уменьшения и использования результатов расчета для целей диагностики зубчатых передач.

Характеристики нелинейных колебаний во временной области и спектр в частотной области являются признаками для диагностики зубчатых передач.

Выводы:

1. С помощью программного комплекса ASGEARS рассчитываются силы, действующие на опоры и прогибы валов.
2. Для устранения концентрации напряжений на зубьях колес применяется модификация боковой поверхности зубьев.
3. Дополнительные опоры валов существенно уменьшают прогиб валов, но могут стать причиной многократного увеличения нагрузок на опоры валов.
4. Прогиб валов – это фактор, существенно влияющий на концентрацию напряжений в зубчатых передачах.
5. Сигналы вибраций зубчатых передач в первом приближении адекватны физическим процессам пересоприжения зубьев колес редуктора, поэтому могут быть использованы для диагностики зубчатых передач.
6. Программный комплекс ASGEARS успешно применялся при проектировании зубчатых передач в ГП "Ивченко-Прогресс", изготавливаемых предприятием "Мотор Сич", г. Запорожье и АО "Салют", г. Москва.

Список литературы: 1. Кравченко И.Ф., Единолич А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений // *Авиационно-космическая техника и технологии*. – 2008. – №8(55). – С.129-134. 2. Дорофеев В. Л., Дорофеев Д.В., Единолич А.Б., Корнейчук А. В. Особенности проектирования редукторов для самых мощных в мире украинско-российских авиационных двигателей // *Вісник Національного Технічного університету "ХП"*. Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХП", 2010. – №27. – С.54-61. 3. Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Дорофеев Д.В. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумных зубчатых передач // *Вісник НТУ "ХП"*. – 2013. – №40(1013). – С.40-49. 4. Голованов В.В., Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Новиков В.С., Павленко Ю.М. Исследование зависимости контактных напряжений в конических зубчатых передачах с круговыми зубьями от степени локализации контакта // *Вісник НТУ "ХП"*. – 2014. – №31(1074). – С.20-23. 5. Дорофеев В.Л. Основы применения метода конечных элементов в системах автоматического проектирования. – Бишкек: Изд-во БПИ, 1991. – 21с. 6. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М.: Мир, 1981. – 304с.

Bibliography (transliterated): 1. Kravchenko I.F., Edinovich A.B., Yakovlev V.A., Dorofeev V.L. Eksperimental'nye i teoreticheskie rezultaty issledovaniya aviacionnyh zubchatyh peredach dlya dvigatelej pyatogo i shestogo pokolenij // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologii*, 2008, No8 (55) – P.129-134. 2. Dorofeev V.L., Dorofeev D.V., Edinovich A.B., Kornejchuk A.V. Osobennosti proektirovaniya reduktorov dlya samyh moshhnyh v mire ukrainsko-rossijskih aviacionnyh dvigatelej. // *Visnik NTU "KhPI"*. Zb. nauk. prac', Ser. "Problemi mehanichnogo privodu". Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. – №27. – P.54-61. 3. Dorofeev V.L., Golovanov V.V., Dorofeev D.V. Sistema modelirovaniya "AEROFLANK" & pryamoj sintez iznosostojkih i maloshumnyh zubchatyh peredach // *Visnik NTU "KhPI"*. – 2013. – No40 (1013). – P.40-49. 4. Golovanov V.V., Dorofeev V.L., Dorofeev D.V., Novikov V.S., Pavlenko Yu.M. Issledovanie zavisimosti kontaktnyh napryazhenij v konicheskijh zubchatyh peredachah s krugovymi zub'jami ot stepeni lokalizacii kontakta // *Visnik NTU "KhPI"*. – 2014. – No31(1074). – P.20-23. 5. Dorofeev V.L. Osnovy primeneniya metoda konechnyh elementov v sistemah avtomaticheskogo proektirovaniya. Izd-vo BPI, Bishkek, 1991. – 21p. 6. Norri D., de Friz Zh. Vvedenie v metod konechnyh elementov. – Moscow.: Mir, 1981. – 304p.

Поступила (received) 22.04.2015

А.В. ЗАХАРЧЕНКО, старший преподаватель каф. автомобильного транспорта Университета "Украина", Киев

ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЁВ, ОБРАЗУЕМЫХ ПРИСАДКАМИ НА ПОВЕРХНОСТЯХ ТРЕНИЯ, НА ХАРАКТЕР ДЕФОРМАЦИИ МАТЕРИАЛОВ СОПРЯЖЕНИЙ

На основании современных трибологических источников предлагается аналитический обзор путей решения проблемы выбора по состоянию и характеру деформации поверхностных слоёв трибосопряжений определённого смазочного материала, который соответствует конкретным условиям эксплуатации. Систематизированы требования для нахождения пороговых значений результата совместного действия тепловых и механических нагрузок, когда поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными, что есть необходимым для интенсификации процессов образования эффективного химически модифицированного слоя.

Ключевые слова: пакет присадок, химически активные вещества, поверхность трения, поверхностный слой, хемосорбция, химически модифицированный слой, вторичная структура.

Актуальность задачи. Субшероховатость, характеризующая тонкую структуру реальной поверхности нанометрического масштаба, выявлена на поверхности микронеровностей. Механические свойства и структура поверхностных слоёв (ПС) трибосопряжений, образуемых присадками на поверхностях трения (ПвТ), рассмотрены в [1]. По мнению Б.И. Костецкого характеристики субмикроскопического рельефа являются теми факторами, без которых невозможно достаточно объективное понимание процессов трения, износа и смазки [2].

Постановка проблемы. По мнению авторов [3] при трении скольжения основную роль в диссипации внешней (подведённой) энергии в изнашиваемых объектах материалов играют эффекты на мезо- и фрагментарном структурных уровнях, т.е. в пределах от $l_m=0,1...3,0\text{мкм}$ (мезомасштаб) до $l_{\Phi}=(3...10)l_m$ (масштаб фрагментарных структур). Под макромасштабным уровнем нагружения подразумевают соответствующую глубину структурных изменений в пределах от $10\text{--}10^4\text{мкм}$. При изнашивании значительная часть потока внешней энергии подвергается диссипации за счёт многомасштабности структур в слое материала толщиной до $20...30\text{мкм}$. При этом структура и морфология ПвТ является результатом самоорганизации материала в соответствии с принципом минимума производства энтропии [3].

Качество поверхности деталей машин определяется её геометрией, строением, физическими, химическими и механическими свойствами ПС и напряжениями в них. В процессе нагружения трением (приработка и затем эксплуатация) происходит коренное изменение состояния поверхности.

Переход от исходного состояния поверхности к эксплуатационному осуществляется под воздействием факторов внешнего трения: нагрузки, скорости движения, температуры в зоне контакта и среды. Изменения качества поверхности и, особенно, состояния тонких ПС во время работы пар трения могут быть обратимыми, исчезающими после снятия нагрузки, и необратимыми, остаточными. Поэтому эксплуатационное качество поверхности определяется не только остаточными характеристиками после снятия нагрузки, но и текущими изменениями в процессе трения [4].

Анализ последних исследований и публикаций следует начать с того, что несмотря на большую актуальность химии присадок и значительный объём проделанных исследований, монографическая литература по вопросу влияния структурного состояния ПС на характер деформации материалов сопряжений в зависимости от состава смазочных сред крайне бедна. При трении скольжения или качения топография контактирующих поверхностей непрерывно изменяется [5]. В связи с этим важным представляется задача классификации структур поверхностей, формирующихся в процессе трения. Эта задача не нова, такие классификации разработаны, однако большинство из них характеризуют крупномасштабные изменения в ПС, приводящие, как правило, к выходу узла трения из строя (см., например, стандарт ISO/DIS 7146). В то же время отсутствует классификация структур, соответствующим обычным режимам трения. В [6] описываются характерные морфологические признаки поверхностей, сформировавшихся при различных режимах трения, предложена их классификация и возможные механизмы формирования соответствующих структур.

Различия в строении ПС металла предопределяют механизмы изнашивания. Это позволяет выявить как преобладающие крупномасштабные механизмы, определяющие процесс трения, так и специфику их реализации [7]. В частности, образование ступенчато изменяющейся по глубине фрагментированной структуры, возникающей вследствие пластического течения, приводит к отслоению верхней её части в результате процесса, названного "износом течением". Представляется, что этот износ носит усталостный характер в силу многократного воздействия на ПвТ, необходимого для формирования слоя дисперсных фрагментов и образования частиц продуктов изнашивания [8].

Можно добавить, что влияние динамических нагрузжений при трении сказывается не только на формировании приповерхностной зоны пластического течения, но и на образовании частиц износа. При динамическом воздействии в вязком материале на некоторой глубине от поверхности возникают микропоры за счёт растягивающих напряжений, обусловленных циклическим деформированием в процессе трения [9]. Микропоры сливаются, образуя зародышевые трещины, которые затем раскрываются, формируются частицы износа [10]. Размер элементарных фрагментов разрушения (~10нм) считается адекватным размеру микроконтактов, на которых реализуется адгезионное взаимодействие [11]. Усталостная теория получает физическое обоснование фрагмента разрушения в результате накопления структурных повреждений дислокационного характера и образования микротрещин по границам сетки фрагментированного ПС [11]. Механизм отделения элементарных фрагментов является адгезионным и реализуется в первую очередь за счёт среза материала с меньшей когезионной энергией [10].

Существенно более сложным и менее очевидным представляется механизм изнашивания участков с равномерно изменяющейся по глубине фрагментированной структурой. В этих случаях наиболее вероятным механизмом изнашивания таких участков является образование частиц износа путём зарождения и развития микротрещин по границам фрагментов в местах критических стыков между ними [12]. При этом как нижняя, так и боковые грани частиц износа представляют собой стенки фрагментов. Очевидно, что образующиеся таким путём частицы износа, как и его величина, меньше, чем при ступенчато изменяющемся строении ПС [13].

Изменение топографии ПвТ зависит также от вида изнашивания. Как уже

отмечалось, адгезионное изнашивание приводит к огрублению поверхности, а абразивное и коррозионное изнашивание могут вызывать её выглаживание. Особенно высокое качество поверхности достигается при коррозионном изнашивании и объясняется растворением вершин неровностей. К выглаживанию поверхности приводит, в частности, введение в смазочный материал (СМ) противоизносных присадок и присадок для работы при высоком давлении. Фрикционное взаимодействие оказывает чрезвычайно сильное воздействие на состояние ПС, и топография ПвТ определяется в первую очередь условиями работы, а не исходной шероховатостью. В узлах трения, работающих со СМ, нередко используют заведомо грубые поверхности [5].

На основании этого можно сделать следующее предположение: "равновесная" шероховатость ПвТ формируется на "равновесной" структуре ПС, т.е. микрорельеф стабилизируется только после стабилизации размера зерна. Действующие же температуры и давления в процессе большинства технологических операций, как правило, значительно отличаются от эксплуатационных, что исключает возможность управления периодом приработки только за счёт обеспечения определённых параметров микрорельефа. Физический смысл формирования структурного "портрета" ПС можно представить следующим образом: если при окончательном методе обработки силовые и температурные факторы "жестче", чем при эксплуатации, то зерно в процессе трения растёт, если "мягче", то уменьшается [14].

Фактическая площадь контакта составляет около 0,01-0,1% номинальной площади. Даже при высоких нагрузках, обеспечивающих преимущественно пластический контакт, она не превышает 40% [15]. Силовые воздействия на участках фактического контакта имеют форму многократных кратковременных импульсов. Расчёты показывают, что давления на площадках фактического контакта находятся в пределах 100-1000МПа, время контактирования элементарных участков составляет 0,000001-0,0001с [16].

Образование и разрушение вторичных структур (ВС) сопровождается деформированием и активацией ПС [2]. Формирование ВС в значительной степени зависит от состава СМ. Известно, что в результате физической адсорбции на ПвТ образуется квазикристаллический слой смазки [17]. Параметры этого слоя определяются, с одной стороны, свойствами и структурным состоянием молекул смазки и, с другой стороны, составом и структурным состоянием поверхности металлической фазы [18].

Многочисленные экспериментальные исследования [19] показывают, что большая часть энергии, затраченная на деформацию, превращается в тепло и лишь несколько процентов этой энергии запасается на образование дефектов кристаллической решётки [20]. Известно [21], что при деформации металлов практически вся запасённая энергия расходуется на образование или на увеличение энергии взаимодействия дефектов решётки. Концентрация дефектов (запасённая энергия) характеризует неравновесное состояние металла. При деформировании на 10% концентрация дефектов может достигать 10^{18} - 10^{19} см⁻³ [21].

ПС металла обладает избыточной поверхностной энергией, которая увеличивает его химическую активность. Это обусловлено тем, что внутри твёрдого тела каждый атом металла окружён и связан с соседними по всем направлениям. Атомы ПС имеют свободные связи, благодаря которым возможно их взаимодействие с находящимися в атмосфере веществами, в том числе и с окислителями. В результате на поверхности металла образуются оксиды [15].

При трении количество вакансий в таком ПС достигает $2,5 \times 10^{21}$ атомов/см³ [2]. Химические реакции на поверхности изменяют её состав, химическую активность, снижают поверхностную энергию [5].

Результаты экспериментальных и теоретических работ [22-26] показали, что свойства противоизносных слоёв металлов отличаются от свойств глубоких слоёв. В этих же работах показано значительное влияние состояния поверхности и внешней среды как на деформацию ПС, так и на общий характер деформации [27].

Исследования дислокационных механизмов пластической деформации при трении впервые выполнены Б.И. Костецким с сотрудниками. Изучены особенности структурных механизмов деформирования при трении скольжения и качения в поверхностных и химически активных средах [20]. Важным результатом изучения деформируемой структуры ПвТ является выявление процесса текстурирования и аморфизации при нормальных условиях трения [28]. Установлено, что ВС являются устойчивыми и обладают свойством саморегулирования [29-30]. Схема строения ПС при наличии ВС, возникающих при кинетическом фазовом переходе, представлена на рисунке 1 [31].

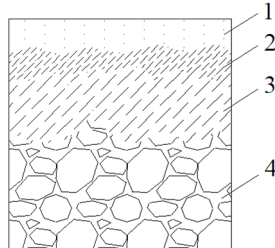


Рисунок 1 – Схема строения ВС:

- 1 – II тип; 2 – I тип; 3 – подповерхностный слой;
- 4 – исходная структура [31]

Чрезвычайная сложность и многогранность процессов трения и износа приводит к заключению, что эти процессы не могут быть описаны простым фундаментальным законом. Выходом является комплексный путь, в котором сочетаются разработка комплекса теоретических положений трибологии с развитием методов решения практических задач [32]. Поэтому влияние многочисленных факторов, неизбежных при трении, предлагается в работе [31] описывать интегральными энергетическими и кинетическими условиями, структурно-прочностными и физико-химическими параметрами, составляющими основу теории. Практические решения осуществляются на основе теории путём регулирования условий и параметров СО ТС с помощью конструкторских, технологических и эксплуатационных средств [31].

Известно, что фрагментирование ПС трения сопровождается текстурированием. Рассмотрим возможный механизм формирования текстуры ПвТ. Отмеченное свойство тонкого (субмикронного) ПС, заключающееся в отсутствии дислокационных линий, параллельных плоскости поверхности, означает, что ПС не имеет разориентировок с осью, лежащей в плоскости слоя. Уже это обстоятельство говорит о формировании определённой поверхностной текстуры. Что касается конкретной кристаллографической ориентации ПС, она определяется минимумом поверхностной энергии кристалла. Поверхностное натяжение анизотропного тела – кристалла, различно для различных его граней. Оно, таким образом, является функцией от направления грани (индексов Миллера) [33]. Наибольшая свободная энергия реализуется при малых индексах [34].

Анализ состояния ПС трущихся тел приводит к необходимости рассмотрения двух различных форм напряжённо-деформированного состояния [20]:

1. В тончайших ПС ($100 \div 1000 \text{ \AA}$) происходит интенсивная и направленная пластическая деформация – текстурирование (преимущественная ориентация металлических структур – от зёрен до дефектов структуры в направлении дви-

жения). В результате многократных воздействий в конечном счёте происходит аморфизация ПС металла.

2. В нижележащих слоях (порядка сотен микрон) имеет место волновой процесс распространения упругих деформаций, связанный с относительным перемещением трущихся тел [20].

Нормальный режим трения характеризуется высоким градиентом структурных изменений в ПС и их почти полным отсутствием в нижележащих слоях. Этот ПС при нормальном износе составляет $100 \div 200 \text{ мкм}$, а при граничном трении (чувствительность прибора 5 мкм) – не обнаруживается. Исследования методом прямого наблюдения дислокаций показывают, что этот слой при граничном трении составляет не более $1000 \div 1200 \text{ \AA}$ [35].

Твёрдые плёнки обычно состоят из оксидов металлов и имеют толщину $\sim 10^{-8} \text{ м}$ ($\sim 100 \text{ \AA}$). Примыкающие к ним один или несколько мономолекулярных слоёв граничной смазки имеют толщину $\sim 3/10^{-9} \text{ м}$. Иногда твёрдые плёнки оказываются не сплошными из-за физических и химических воздействий в процессе их образования [36]. Даже если эти плёнки первоначально непрерывны, они могут отрываться в процессе скольжения, обнажая тем самым чистые металлические поверхности и создавая весьма высокое сопротивление трения. Граничные плёнки могут быть чрезвычайно тонкими (мономолекулярный слой хемосорбированного мыла) и толстыми (плёнка сульфида железа толщиной $1 \times 10^{-7} \text{ м}$) [36]. Наличие поверхностных плёнок изменяет не только адгезионные характеристики, но и деформируемость материала. Снижение деформируемости может оказаться весьма значительным [5].

Как известно [37], подразделить плёнки на "тонкие" и "толстые" можно лишь условно и относительно. Одна и та же плёнка может быть "тонкой" по одному признаку и "толстой" – по другому. Однако такое деление приобретает чёткий физический смысл, когда рассматривается конкретная физическая характеристика или определённое структурное состояние. Критерием тонкоплёночного состояния может служить критическая толщина, ниже которой возникают аномалии рассматриваемых свойств (физических, химических, механических) по сравнению с "массивным" состоянием. Критические значения толщин ПС, ниже которых проявляются аномалии этих свойств, существенно зависят от природы сопряжённых материалов, условий трения и состава смазочных композиций. Специфика напряжённого состояния и структуры контактной зоны является главным фактором, обуславливающим механизмы структурной приспособляемости материалов при трении [18].

Структурные особенности ПвТ несут информацию в основном о тех процессах, которые происходят в тот момент времени, когда элементы пары трения были остановлены и разъединены. Поэтому для восстановления полной картины процесса фрикционного взаимодействия необходимо пользоваться дополнительной информацией, получаемой непосредственно в ходе испытания (о динамике изменения коэффициента трения, электропроводности контакта, толщины смазочного слоя и пр.) [38-41].

На рисунке 2 приведена схема, иллюстрирующая возможности использования явления структурной приспособляемости материалов, на которой условно выделены три уровня приспособляемости: случайная, эмпирически достигнутая и теоретическая. Для приближения к уровню теоретической поверхностной прочности необходима конкретизация физических моделей явления структурной приспособляемости с учётом реально существующего мно-

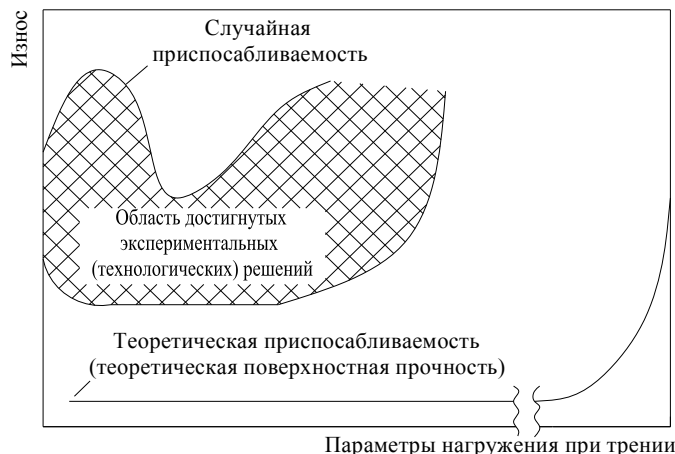


Рисунок 2 – Схема использования явления структурной приспособляемости материалов [18]

гообразия механо-физико-химических процессов в многофазной системе твёрдое тело-жидкость-газ. Сложность этой задачи состоит в том, что для ВС весьма ограничено применимы классические представления теории несовершенств кристаллического строения. Это вызывает необходимость глубокого изучения атомных и элект-

тронных взаимодействий с учётом кинетики процессов трения [18].

Изложенная концепция образования ПС как результата многократного ударного теплового и механического воздействий не противоречит экспериментальным фактам ни для установившегося нормального режима трения, ни в случае критического трения, обусловленного схватыванием. Однако следует подчеркнуть, что для описания процессов трения и изнашивания необходимо привлечение методов мезомеханики, поскольку локализация напряжений и деформаций, определяемая неоднородностью структуры поверхности, задаёт мезоскопический масштаб пластической деформации. К сказанному можно добавить, что в мезомеханике релаксация концентраторов напряжений вызывает появление поворотных моделей пластической деформации, которые аномально высоки по сравнению с трансляционными. Это и влечёт за собой высокую степень фрагментации слоя трения, для которого характерна локализация напряжений в пятнах контактов.

Выводы. Таким образом, можно считать, что в самом общем случае лучшими триботехническими характеристиками обладают те пары трения, на поверхности которых под действием химически активных веществ (присадок) сформировалась более однородная структура. Если на ПвТ имеет место комбинация элементов рельефа, характерных для различных структур, то это свидетельствует о нестабильной работе узла трения. Большое количество отдельных дефектов на поверхностях также свидетельствует, как правило, о нестабильности работы пары трения, что характеризуется низкими триботехническими характеристиками (высокими значениями и сильными колебаниями f , нестабильной толщиной смазочного слоя, значительным износом).

Список литературы: 1. *Захарченко А.В.* Механические свойства и структура тонких поверхностных слоёв трибосопряжений, образуемых присадками на поверхностях трения // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – №31(1074). – С. 41-52. 2. *Киртиченко Ю.Е., Трофименко А.Ф.* Основы трибологии. – Гомель: Инфотрибо, 1995. – 224с. 3. *Погодаев Л.И., Чулкин С.Г., Дудко П.П., Кузьмин В.Н.* Структурно-энергетический подход к оценке влияния смазочных композиций на износостойкость трибосопряжений. Ч. 1. Структурно-энергетическая

модель изнашивания // *Трение и износ.* – 2001. – Т.22, №2. – С.168-172. 4. *Костецкий Б.И., Колесниченко Н.Ф.* Качество поверхности и трение в машинах. – К.: Техніка, 1969. – 215с. 5. *Бакли Д.* Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии / Пер. с англ. *А.В. Белого, Н.К. Мышкина*; Под ред. *А.И. Свириденко*. – М.: Машиностроение, 1986. – 360с. 6. *Кузьмин Н.Н., Шувалова Е.А., Транковская Г.Р., Муравьёва Т.И.* Методы анализа структур поверхностей, формирующихся в процессе трения // *Трение и износ.* – 1996. – Т.17, №4. – С.480-486. 7. *Алексеев Н.М., Кузьмин Н.Н., Транковская Г.Р., Шувалова Е.А.* О самоподобии процессов изнашивания на различных масштабных уровнях // *Трение и износ.* – 1992. – Т.13, №1. – С.161-171. 8. *Гарбар И.И.* О структуре и строении поверхностных слоёв сопряжённых материалов трущихся пар // *Трение и износ.* – 1990. – Т.11, №4. – С.581-593. 9. *Колесников Ю.В., Морозов Е.М.* Механика контактного разрушения. – М.: Наука, 1989. – 276с. 10. *Попов В.Л., Колубаев А.В.* Анализ механизмов формирования поверхностных слоёв при трении // *Трение и износ.* – 1997. – Т.18, №6. – С.818-826. 11. *Михин И.М.* Внешнее трение твёрдых тел. – М.: Наука, 1977. – 164с. 12. *Колесников Ю.В., Морозов Е.М.* Механика контактного разрушения. – М.: Издательство ЛКИ, 2007. – 224с. 13. *Партон В.З., Морозов Е.М.* Механика упругопластического разрушения: Основы механики разрушения. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 352с. 14. *Томаш А.В.* Технологическое обеспечение физических и эксплуатационных свойств поверхностных слоёв деталей машин // *Трение и износ.* – 1997. – Т.18, №3. – С. 385-394. 15. *Богданович П.Н., Прушак В.Я.* Трение и износ в машинах. – Мн.: Выш. шк., 1999. – 374с. 16. *Костецкая Н.Б.* Механизмы структурной приспособляемости и управление изнашиванием машин. – К.: Наукова думка, 1985. – 236с. 17. *Ахматов А.С.* Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472с. 18. *Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И. Костецкий, И.Г. Новоселский, А.К. Караулов и др.; Под общ. ред. д-ра техн. наук Б.И. Костецкого.* – К.: Техніка, 1976. – 296с. 19. *Мак-Лин Д.* Механические свойства металла. – М.: Металлургия, 1965. – 394с. 20. *Костецкий Б.И., Натансон М.Э., Бершадский Л.И.* Механохимические процессы при граничном трении. – М.: Наука, 1972. – 172с. 21. *Ван-Бюрен* Дефекты в кристаллах. – М.: Иностранная литература, 1962. – 328с. 22. *Алехин В.П., Шориоров М.Х.* Влияние особенностей микропластической деформации вблизи свободной поверхности твёрдого тела на общую кинетику макропластического течения // *Физика и химия обработки материалов.* – 1973. – № 5. С.84-101. 23. *Алехин В.П., Шориоров М.Х.* Структурные особенности кинетики микропластической деформации вблизи свободной поверхности твёрдого тела // *Физика и химия обработки материалов.* – 1974. – № 4. – С.107-121. 24. *Иванова В.М., Терентьев В.Ф., Попада В.Г.* Особенности поведения поверхностного слоя металлов при различных условиях нагружения // *Металлофизика.* – Вып.43. – К.: Наукова думка, 1972. – С.63-82. 25. *Крампер И., Демер Л.* Влияние среды на механические свойства металлов. – М.: Металлургия, 1964. – 88с. 26. *Шориоров М.Х., Алехин В.П.* Влияние среды и состояния поверхности на процесс пластической деформации кристаллов // *Физика и химия обработки материалов.* – 1976. – №1. – С.61-76. 27. *Буше Н.А., Копытко В.В.* Совместимость трущихся поверхностей. – М.: Наука, 1981. – 128с. 28. *Рыжих Н.П.* Исследование и оценка противозносных свойств антифрикционных сплавов // *Труды КИГВФ "Трение, смазка и износ деталей машин"*. – Вып.3. – К.: Изд-во КИГВФ, 1962. – С.78-81. 29. *Костецкий Б.И., Бершадский Л.И., Чукреев Е.П.* Об явлении саморегулирования при износе металлов // *ДАН СССР.* – 1970. – Т.190, №5. – С.1112-1114. 30. *Костецкий Б.И., Бершадский Л.И.* Динамическое равновесие при трении и износе металлов // *ДАН СССР.* – 1970. – Т.191, №6. – С.1337-1339. 31. *Костецкий Б.И.* Эволюция структурного и фазового состояния и механизмы самоорганизации материалов при внешнем трении // *Трение и износ.* – 1993. – Т.14, №4. – С.773-783. 32. *Костецкий Б.И.* Фундаментальная закономерность самоорганизации технических трибосистем // *ДАН УССР.* Сер.А. – 1989. – №4. – С.52-57. 33. *Физика твёрдого тела: Энциклопед. слов. Т. 1 / Сост.: В.Г. Барьяхтар, В.Л. Винецкий, А.С. Бакай и др.* – К.: Наук. думка, 1996. – 652с. 34. *Ландау Л.Д.* О равновесной форме кристаллов // *Сб. трудов.* Т.2. – М.: Наука, 1969. – 408с. 35. *Костецкий Б.И., Бершадский Л.И., Аронов В.А.* // *ДАН СССР.* – 1970. – Т.190, №6. – С.1337. 36. *Мур Д.* Основы и применения трибоники / Пер. с англ. *С.А. Харламова*; Под ред. *И.В. Крагельского.* – М.: Мир, 1978. – 488с. 37. *Палатник Л.С., Фукс М.Я., Косевич В.М.* Механизм образования и субструктура конденсированных плёнок. – М.: Наука, 1972. – 320с. 38. *Алексеев Н.М., Кузьмин Н.Н., Транковская Г.Р., Шувалова Е.А., Чекина О.Г.* Методика исследования смазочного действия // *Практическая трибология.* – Москва, 1994. – С.325-328. 39. *Захарченко А.В.* Коэффициент трения в трибосполучениях як головний параметр процесу // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.58-68. 40. *Захарченко А.В.* Температурний критерій в трибосопряженнях як характеристика параметрів процесу // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.53-63. 41. *Захарченко А.В.* Толщина смазочного слоя в трибосопряженнях як характеристика параметрів процесу // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №36. – С.59-67.

Bibliography (transliterated): 1. *Zaharchenko A.V.* Mehanicheskie svoystva i struktura tonkykh poverhnostnykh sloevyev tribosopryazheniy, obrazuemih prisadkami na poverhnostyakh treniya // *Visnyk NTU "KhPI"*. Zb. nauk. prac'. Ser.: "Problemy mehanichnogo pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – No31 (1074). –

P.41-52. **2. Kirpichenko Yu.E., Trofimenko A.F.** Osnovy tribologii. – Homel': Infotribo, 1995. – 224p. **3. Pogodaev L.I., Chulkin S.H., Dudko P.P., Kuz'min V.N.** Strukturno-energeticheskij podhod k ocenke vliyaniya smazochnih kompozicij na iznosostojkost' tribosopryazhenij. Ch.1. Strukturno-energeticheskaya model' iznashivaniya // Trenie i iznos. – 2001. – Vol. 22, No2. – P.168-172. **4. Kosteckij B.I., Kolesnichenko N.F.** Kachestvo poverhnosti i trenie v mashinah. – Kiev.: Tehnika, 1969. – 215p. **5. Bakly D.** Poverhnostnye yavleniya pri adgezii i frikcionnom vzaimodejstvii / Per. s angl. A.V. Belogo, N.K. Myskhina; Pod red. A.I. Sviridenka. – Moscow.: Mashinostroenie, 1986. – 360p. **6. Kuz'min N.N., Shuvalova E.A., Trankovskaya H.R., Murav'eva T.I.** Metody analiza struktur poverhnostej, formiruuyushchihsya v processe treniya // Trenie i iznos. – 1996. – Vol.17, No4. – P.480-486. **7. Alekseev N.M., Kuz'min N.N., Trankovskaya H.R., Shuvalova E.A.** O samopodobii processov iznashivaniya na razlichnih masshtabnih urovnyah // Trenie i iznos. – 1992. – Vol.13, No1. – P.161-171. **8. Harbar I.I.** O strukture i stroenii poverhnostnih slojev sopryagennih materialov trushchihsya par // Trenie i iznos. – 1990. – Vol.11, No4. – P.581-593. **9. Kolesnikov Yu.V., Morozov E.M.** Mehanika kontaktnogo razrusheniya. – Moscow.: Nauka, 1989. – 276p. **10. Popov V.L., Kolubaev A.V.** Analiz mehanizmov formirovaniya poverhnostnyh slojev pri trenii // Trenie i iznos. – 1997. – Vol.18, No6. – P.818-826. **11. Mihin I.M.** Vneshnee trenie tvyerdyh tel. – Moscow.: Nauka, 1977. – 164p. **12. Kolesnykov Yu.V., Morozov E.M.** Mehanika kontaktnogo razrusheniya. – Moscow.: Izd. LKI, 2007. – 224p. **13. Parton V.Z., Morozov E.M.** Mehanika uprugoplasticheskogo razrusheniya: Osnovy mehaniki razrusheniya. – Moscow.: Izd. LKI, 2008. – 352p. **14. Totaj A.V.** Tehnologicheskoe obespechenie fizicheskikh i ekspluatacionnyh svoystv poverhnostnyh slojev detalej mashin // Trenie i iznos. – 1997. – Vol.18, No3. – P.385-394. **15. Bohdanovich P.N., Prushak V.Ya.** Trenie i iznos v mashinah. – Minsk.: Vish. shk., 1999. – 374p. **16. Kosteckaya N.B.** Mehanizmy strukturnoj prispособlivaemosti i upravlenie iznashivaniem mashin. – Kiev.: Naukova dumka, 1985. – 236p. **17. Ahmatov A.S.** Molekulyarnaya fizika granichnogo treniya. – Moscow.: Fizmatgiz, 1963. – 472p. **18. Poverhnostnaya prochnost' materialov pri trenii / B.I. Kosteckij, I.H. Novosvij, A.K. Karaulov i dr.; Pod obshch. red. d-ra tehn. nauk B.I. Kosteckogo. – Kiev.: Tehnika, 1976. – 296p. **19. Mak-Lyn D.** Mehanicheskie svoystva metalla. – M.: Metallurgiya, 1965. – 394p. **20. Kosteckij B.I., Natanson M.E., Bershadjkij L.I.** Mehanohimicheskie processy pri granichnom trenii. – Moscow.: Nauka, 1972. – 172p. **21. Van-Byuren** Defekty v kristallah. – Moscow.: Inostrannaya literatura, 1962. – 328p. **22. Aleyhin V.P., Shorshorov M.H.** Vliyanie osobennostej mikroplasticheskoy deformacii vblizi svobodnoj poverhnosti tvyerdogo tela na obshchuyu kinetiku makroplasticheskogo techeniya // Fizika i himiya obrabotki materialov. – 1973. – No5. P.84-101. **23. Aleyhin V.P., Shorshorov M.H.** Strukturnie osobennosti kinetiki mikroplasticheskoy deformacii vblizi svobodnoj poverhnosti tvyerdogo tela // Fizika i himiya obrabotki materialov. – 1974. – No4. – P.107-121. **24. Ivanova V.M., Terent'ev V.F., Pojda V.H.** Osobennosti povedeniya poverhnostnogo sloya metallov pri razlichnyh usloviyah nagruzeniya // Metallofizika, vol.43. – Kiev.: Naukova dumka, 1972. – P.63-82. **25. Kramer L., Demer L.** Vliyanie sredy na mehanicheskie svoystva metallov. – Moscow.: Metallurgiya, 1964. – 88p. **26. Shorshorov M.H., Aleyhin V.P.** Vliyanie sredy i sostoyaniya poverhnosti na process plasticheskoy deformacii kristallov // Fizika i himiya obrabotki materialov – 1976. – No1. – P.61-76. **27. Bushe N.A., Kopytko V.V.** Sovmestimost' trushchihsya poverhnostej. – Moscow.: Nauka, 1981. – 128p. **28. Rygih N.P.** Issledovanie i ocenka protivoznosnyh svoystv antifrikcionnih splavov // Trudy KIHVF "Trenie, smazka i iznos detalej mashin", vol.3. – Kiev.: Izd. KIHVF, 1962. – P.78-81. **29. Kosteckij B.I., Bershadjkij L.L., Chukreev E.P.** Ob yavlenii samoregulirovaniya pri iznose metallov // DAN SSSR. – 1970. – Vol.190, No5. – P.1112-1114. **30. Kosteckij B.I., Bershadjkij L.I.** Dinamicheskoe ravnovesie pri trenii i iznose metallov // DAN SSSR. – 1970. – Vol.191, No6. – P.1337-1339. **31. Kosteckij B.I.** Evolyuciya strukturnogo i fazovogo sostoyaniya i mehanizmi samoorganizacii materialov pri vneshnem trenii // Trenie i iznos. – 1993. – Vol.14, No4. – P.773-783. **32. Kosteckij B.I.** Fundamental'naya zakonomernost' samoorganizacii tehniceskikh tribosistem // DAN USSR. Ser.A. – 1989. – No4. – P.52-57. **33. Fizika tvyerdogo tela: Encikloped. slov. Vol.1 / Sost.: V.H. Bar'yahtar, V.L. Vineckij, A.S. Bakaj i dr. – Kiev.: Nauk. dumka, 1996. – 652p. **34. Landau L.D.** O ravновесной форме кристаллов // Sb. trudov. Vol.2. – Moscow.: Nauka, 1969. – 408p. **35. Kosteckij B.I., Bershadjkij L.L., Aronov V.A.** // DAN SSSR. – 1970. – Vol.190, No6. – P.1337. **36. Mur D.** Osnovy i primeneniya tribologii / Per. s angl. S.A. Harlamova; Pod red. I.V. Kragel'skogo. – Moscow.: Mir, 1978. – 488p. **37. Palatnik L.S., Fuks M.Ya., Kosevich V.M.** Mehanizm obrazovaniya i substruktura kondensirovannyh plynok. – Moscow.: Nauka, 1972. – 320p. **38. Alekseev N.M., Kuz'min N.N., Trankovskaya H.R., Shuvalova E.A., Chekina O.H.** Metodika issledovaniya smazochnogo dejstviya // Prakticheskaya tribologiya. – Moscow, 1994. – P.325-328. **39. Zaharchenko A.V.** Koefficient tertiya v tribospoluchennyah yak golovnyj parametru procesu // Visnyk NTU "KhPI". Zb. nauk. prac'. Ser.: "Problemy mehanichnogo pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2009. – No19. – P.58-68. **40. Zaharchenko A.V.** Temperaturnyj kryterij v tribosopryazheniyah kak charakteristika parametrov processa // Visnyk NTU "KhPI". Zb. nauk. prac'. Ser.: "Problemy mehanichnogo pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. – No28. – P.53-63. **41. Zaharchenko A.V.** Tolschchina smazochnogo sloya v tribosopryazheniyah kak charakteristika parametrov processa // Visnyk NTU "KhPI". Zb. nauk. prac'. Ser.: "Problemy mehanichnogo pryvodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No36. – P.59-67.****

Поступила (received) 19.03.2015

УДК 629.114.026:519.853.6

И.Ю. КЛИМЕНКО, ассистент каф. управления на транспорте ГВУЗ "НГУ", Днепропетровск;
И.А. ТАРАН, д.т.н., проф., заведующий каф. управления на транспорте ГВУЗ "НГУ";
М.Н. ТРУБИЦИН, к.т.н., доцент каф. управления на транспорте ГВУЗ "НГУ"

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ПОИСКА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНЫХ ДИЗЕЛЕВАЗОВ МЕТОДАМИ ПРЯМОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Рассмотрены основная (максимальный КПД) и вспомогательные задачи (аппроксимация экспериментальных данных) оптимизации параметров гидромеханических трансмиссий шахтных локомотивов при помощи модифицированного симплексного метода Нелдера-Мида. Показана возможность нахождения локальных экстремумов на основе предварительного зондирования пространства; равномерного перебора начальных симплексов (при помощи ЛП-т сеток) и локализации найденных экстремумов с введением дополнительных ограничений на N -мерную область определения произвольной целевой функции.

Ключевые слова: гидромеханические трансмиссии шахтных дизелевозов, методы прямой оптимизации, симплексный метод Нелдера-Мида, локальные экстремумы, зондирование N -мерного пространства, ЛП-т сетки, область локализации экстремума, штрафные ограничения.

Введение. Любая инженерная задача подразумевает нахождение рациональных или оптимальных различных количественных, качественных (бинарных: 0; 1 – отсутствие или наличие рассматриваемого фактора), логических и др. параметров исследуемой машины. Поиск экстремального решения усложняется видом реальной (не поддающейся дифференцированию, разрывной, ступенчатой, целочисленной и пр.) целевой функции (ЦФ), сложностью описания ограничений, накладываемых на ее область определения (ОО), возможной взаимозависимостью отдельных параметров, и самое главное – отсутствием гарантии нахождения всего комплекса потенциальных решений, для последующего выбора нужного (глобального) решения. В данном контексте, не составляет исключения и задача, сформулированная в названии данной статьи. Решение ее непосредственно влияет на эффективность работы рельсового транспорта шахт, путем технического совершенства средств тяги – локомотивов, наиболее перспективные из которых – дизелевозы [1].

Актуальность задачи для отечественного машиностроения состоит в построении универсального алгоритма определения зависимостей формирования и передачи потоков мощности в элементах трансмиссий шахтного дизелевоза для повышения тяговых возможностей локомотива при неизменной установочной мощности его двигателя. Комплекс получаемых здесь решений позволит: разработать обобщенную интегральную систему критериев оценки эффективности вариантов трансмиссий; и получить новые технические решения по совершенствованию трансмиссии шахтного дизелевоза [2, 3]. Актуальность, с точки зрения прикладной математики, состоит в разработке последовательных вариантов поэтапного алгоритма впервые соединяющего: наиболее эффективную модификацию симплексного метода Нелдера-Мида [4]; зондирование исследуемого N -мерного пространства варьируемых факторов (при помощи ЛП-т сеток [5]); локализацию найденных экстремумов (внесением вновь построенных односвязных ограничений на ОО ЦФ); анализ найденных решений-экстре-

© И.Ю. Клименко, И.А. Таран, М.Н. Трубицин, 2015

мумов по принадлежности их заданным или построенным границам, что и составляет **цель настоящей работы**.

Решение поставленных задач позволит построить адекватные математические модели КПД отдельных гидромашин и КПД гидрообъемных передач (ГОП) в целом, которые будут учитывать направление потоков мощности через ГОП, а также разработать и апробировать обобщенные алгоритмы прямой оптимизации для решения научно-исследовательских и прикладных задач горного машиностроения.

Анализ литературы, посвященной перечисленным выше вопросам, позволяет сформулировать следующие выводы и необходимые направления данной работы:

- бесступенчатые гидрообъемные механические трансмиссии (ГОМТ) являются наиболее перспективными устройствами передачи мощности на рабочие органы транспортных машин, в т.ч. и современных шахтных дизелевозов

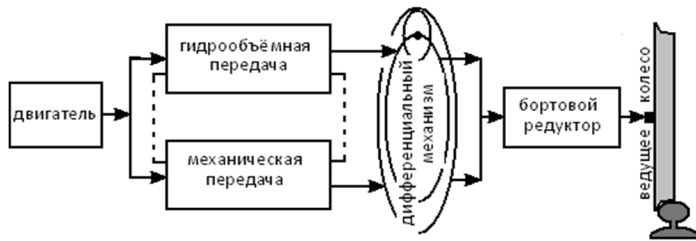


Рисунок 1 – Структурная схема двухпоточной ГОМТ

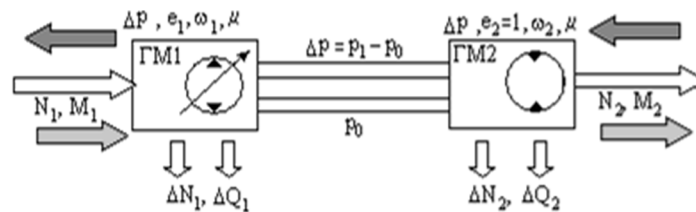


Рисунок 2 – Рабочие параметры и потери гидромашин объемного типа в прямом и обратном потоках мощности через ГОП

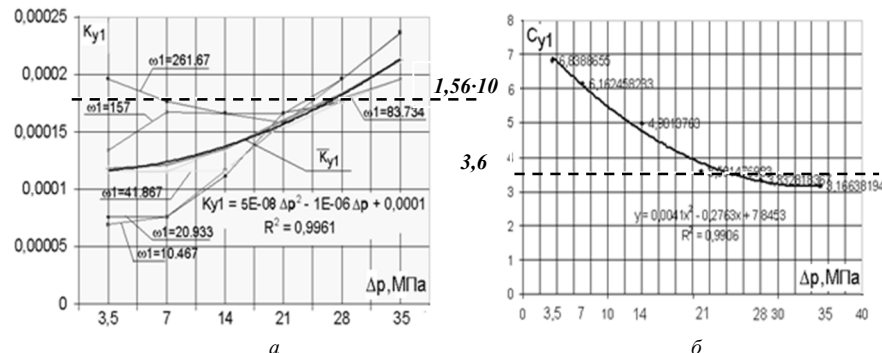


Рисунок 3 – Линия тренда для коэффициентов потерь: а – $K_{\gamma 1}$; б – $C_{\gamma 1}$ для гидронасоса

[1, 2], рисунок 1; - сложность и громоздкость (в виду взаимозависимости параметров ГОМТ, рисунок 2, и экспериментального определения коэффициентов потерь, рисунок 3) проводимых исследований требует разработки и применения простого и надежного варианта метода оптимизации для решения основной

экстремальной задачи (поиск рациональных параметров, в нашем случае – КПД ГОМТ, рисунок 4) и вспомогательных задач оптимизации (обработка экспериментальных данных, построение линий тренда, рисунок 3, решение уравнений и др. с использованием методов прямой оптимизации);

- разрабатываемый алгоритм и подход должны хорошо адаптироваться и к другим прикладным задачам оптимизации [4] – уни- и много модальным функциям (вертикальное расположение центра масс внутренней загрузки барабанных мельниц, рисунок 5,а), линейное программирование (задача рудоподготовки, рисунок 5,б,в);

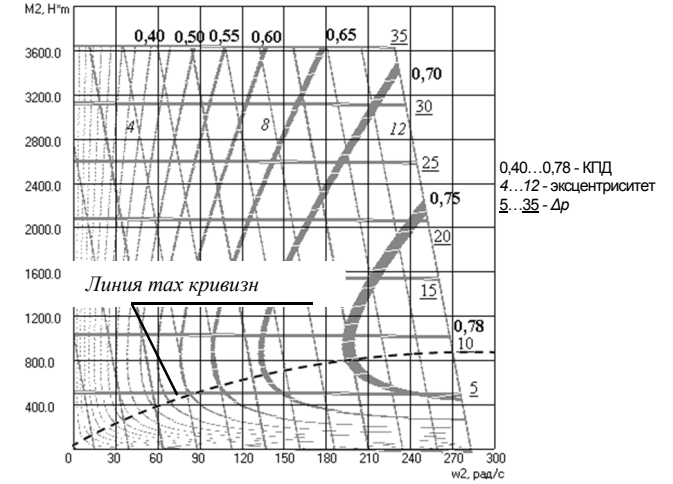


Рисунок 4 – Универсальная характеристика ГОП-900, [6]

и подход должны хорошо адаптироваться и к другим прикладным задачам оптимизации [4] – уни- и много модальным функциям (вертикальное расположение центра масс внутренней загрузки барабанных мельниц, рисунок 5,а), линейное программирование (задача рудоподготовки, рисунок 5,б,в);

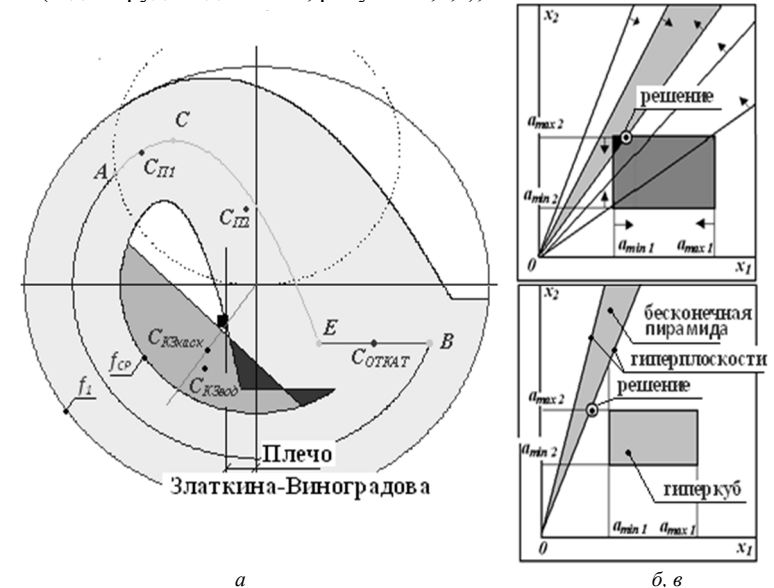


Рисунок 5 – Дополнительные прикладные задачи оптимизации: а – горных машин – распределение внутренней загрузки по сечению барабанной мельницы при минимальном подъеме (вертикальная координата) центра масс эпоры загрузку; б, в – задача рудоподготовки – (линейное программирование), пирамида – ограничения на рудную шихту; гиперкуб – возможности забоев; вершина области пересечения пирамиды и гиперкуба и есть искомое решение оптимизационной задачи

- равномерное зондирование пространства при помощи ЛП-т сеток [5] – как метод прямого перебора потенциальных решений и (или) равномерное распределение начальных симплексов по ОО ЦФ, рисунок 6;

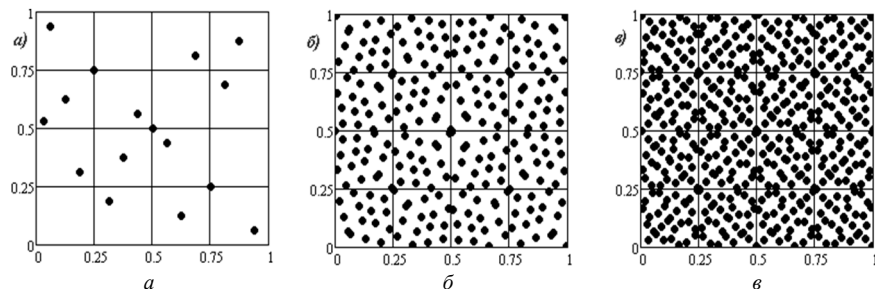


Рисунок 6 – Двумерное распределение ЛП-т последовательностей в единичном квадрате: а – $n=16$ точек; б – $n=16^2=256$ точек; в – $n=512$ точек

- локализация найденного симплексным методом Нелдера-Мида, рисунок 7, экстремума (обратный ход задачи оптимизации – метод "компаса", [6], рисунок 8,а);

- для описания границ областей и ограничений на ОО ЦФ использовать тривиальный подход – гиперплоскости в N -мерном пространстве и внутренние области симплексов, с учетом предложенного в [4] метода суммарного штрафа внутри симплекса (штраф – пропорционален расстоянию от центра C симплекса), рисунок 8,б;

- для целочисленных задач, таких как проектирование одноосных планетарных передач (определение числа зубьев зубчатых колес) также целесообразно

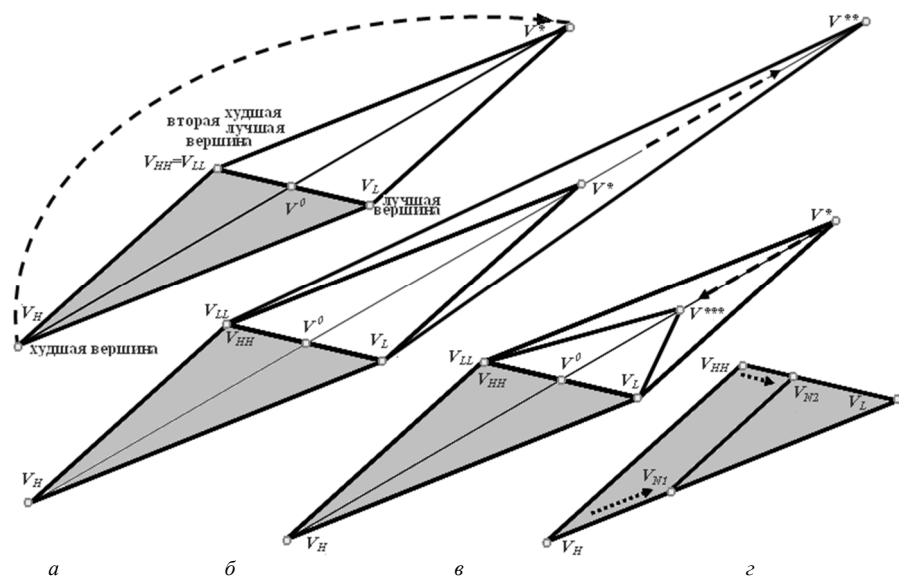


Рисунок 7 – Основные действия симплексного метода Нелдера-Мида (прямой ход): а – отражение; б – расширение; в – сжатие; г – редукция. Начальный симплекс операции – серый

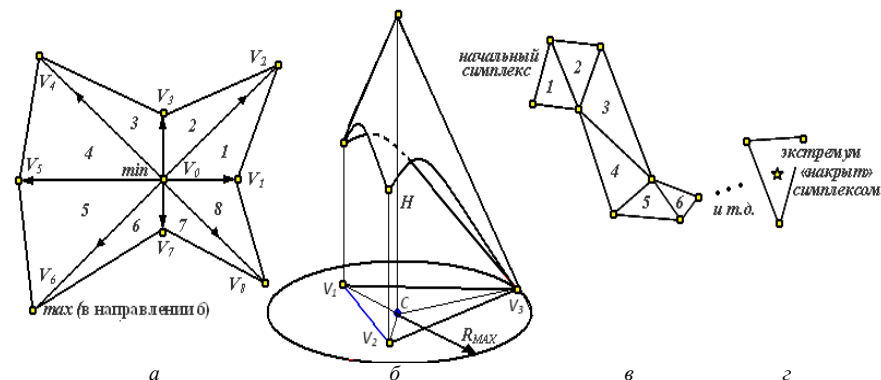


Рисунок 8 – Реализации методов:

а – локализация найденного симплексным методом Нелдера-Мида, экстремума (обратный ход задачи оптимизации – метод "компаса", [6]); б – штрафная конусная поверхность во внутренней области симплекса; в – симплекс движется; г – симплекс накрыл экстремум

разно использовать метод прямой оптимизации в виде тривиального, непосредственного перебора (без зондирования целочисленного пространства факторов) всех возможных вариантов решений, удовлетворяющих накладываемым ограничениям (четырем условиям: соблюдения передаточного отношения; соосности; соседства; сборки);

- дальнейшее усовершенствование предлагаемого алгоритма предполагается проводить по направлениям: а) учет "взвешенности" вершин симплекса (учет значений ЦФ в них) для выбора достоверных коэффициентов отражения, расширения, сжатия и редукции; б) разработка отдельных стратегий рационального поведения симплекса при подходе к экстремуму, рисунок 8,в и при "накрывании" симплексом окрестности экстремума, рисунок 8,г; в) выбор формы и размеров начального симплекса; г) сбор с дальнейшее использование информации о размерах симплексов, коэффициентов их "деформации", расстояния между экстремумом и начальной точкой.

Постановка задачи. Для решения указанных задач двухпоточных трансмиссий шахтных дизелевозов, необходимо разработать универсальный метод прямой оптимизации. Он должен позволять обнаруживать искомый экстремум за минимальное количество обращений к процедуре вычисления ЦФ, а не за минимальное количество итераций. Так как из рисунка 7 следует, что различные действия симплексного метода Нелдера-Мида имеют не одинаковое количество вычислений величин V_{MN} , т.е. обращений к ЦФ, поэтому из-за не идентичности указанных действий (по объему вычислений) необходимо оценивать процесс нахождения решения по количеству подсчетов ЦФ – $f(X)=f(x_1, x_2, \dots, x_{N-1}, x_N)$.

Материалы исследований. Поиск большего, чем один, количества экстремумов предлагается осуществить по мере усложнения алгоритма рассматриваемой оптимизационной задачи за счет подключения программных блоков зондирования, локализации, введения штрафных слагаемых, проверки обследования всего объема ООЦФ, внешняя граница которой традиционно описывается N -мерным гиперкубом

$$x_{\min i} \leq x_i \leq x_{\max i}, \quad (1)$$

где $i=1,2,\dots,N$, N – размерность пространства ООЦФ.

Симплекс в N -мерном пространстве представляем набором из $N+1$ точки (вершин), $C_{N+1}^N = N+1$ подмножеств которых – грани симплекса, описываемые гиперплоскостями, каждая из них проходит через свои N точек. Уравнения и мера удаления точки от гиперплоскости приведены в следующей таблице 1.

Таблица 1 – Общая формула гиперплоскости и расстояния в N -мерном пространстве

Размерность пространства	Координаты точки	Уравнение гиперплоскости	Расстояние от точки до гиперплоскости
1	x_1	$Ax-B=0$ (точка $x=\text{const}=B/A$)	$d = \frac{ Ax_1 - B }{\sqrt{A^2}} = \left x_1 - \frac{B}{A} \right $
2	x_1, y_1	$Ax+By+C=0$ (прямая)	$d = \frac{ Ax_1 + By_1 + C }{\sqrt{A^2 + B^2}}$
3	x_1, y_1, z_1	$Ax+By+Cz+D=0$ (плоскость)	$d = \frac{ Ax_1 + By_1 + Cz_1 + D }{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}$
N	$x_1, x_2 \dots x_n$	$A_0 + \sum A_i \cdot x_i = 0$ (гиперплоскость)	$d = \frac{ \sum A_i \cdot x_i + A_0 }{\sqrt{\sum A_i^2}}$

Для получения коэффициентов уравнения гиперплоскости, проходящей через N точек необходимо решить систему N линейных уравнений, с единичным вектором свободных членов, относительно N неизвестных ($-A_i A_0^{-1}$) – аналог уравнения "в отрезках". Для каждой j -той точки $X_j = \{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{Nj}\}$, $j=1 \dots N$, i -е уравнение имеет следующий вид, а неувязка (не принадлежность точки V гиперплоскости или не соответствие точки V неравенству, описанному гиперплоскостью) определяются:

$$\text{уравнение } \sum_{i=1}^N \frac{A_i}{-A_0} x_{i,j} = 1; \text{ и неувязка } \Delta_V = \Delta(A_0^{-1} \cdot \bar{A}, \bar{V}) = \left| \sum_{i=1}^N \frac{A_i}{-A_0} v_i - 1 \right|.$$

Тогда N -мерный объем внутренней области симплекса найдется по формуле, [4]

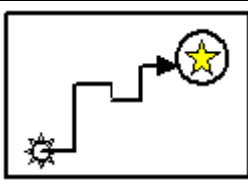



$$S = \frac{1}{N!} \det \begin{bmatrix} x_{1,1} & x_{1,2} & \dots & x_{1,N} & 1 \\ x_{2,1} & x_{2,2} & \dots & x_{2,N} & 1 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ x_{N,1} & x_{N,2} & \dots & x_{N,N} & 1 \\ x_{N+1,1} & x_{N+1,2} & \dots & x_{N+1,N} & 1 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Величину сумм таких объемов $\sum_{k=1 \dots K} S_k$ (по всем K введенным при локализации найденных экстремумов (4 или 8)-кратным, рисунок 8,а, группам симплексов) нужно сравнивать с объемом гиперкуба (1) $\Pi = \prod_{i=1 \dots N} (x_{\max} - x_{\min})$, и в случае достаточного перекрытия (2...3) $\Pi=S$ площади, таблица 2, ввести новый критерий остановой расчета в виду исчерпанности объема области внешнего гиперкуба.

С другой стороны, если после достаточной локализации ООЦФ станет пустым множеством – т.е. полностью перекрытым $N_{\text{ЛП}}=N_{\text{EXTR}}$ количеством симплексов, то по [4], последний экстремум будет находиться в точке с минималь-

ным суммарным штрафом и, следовательно, на оставшейся гиперплоскости, дающей максимальный штраф. Последнее, в случае упрощенного расположения линейных ограничений (как в задаче рудоподготовки, рисунок 5,б,в) или не корректного задания ООЦФ исходными ограничениями, позволяет установить (при варьировании величин штрафов) причину несовместности, для дальнейшего ее устранения.

Таблица 2 – Возможные результаты работы алгоритма симплекс-поиска

Выход начального симплекса из	Простой симплекс-поиск (одна начальная точка – один найденный экстремум)	Локализация каждого найденного экстремума
Одной точки		Выбор лучшего экстремума
Из узлов ЛП-т сетки – зондирование пространства	Единственный найденный экстремум	
	Выбор лучшего экстремума	Единственный найденный экстремум
	- узел ЛП-т сетки (начальная точка), найденный и лучший экстремум	
	- внешний гиперкуб, часть области локализации в виде симплекса	

Нелинейные ограничения, накладываемые на ООЦФ, будут иметь отличные от линейных ограничений неувязки Δ_{NL} , поэтому иногда их целесообразно вносить отдельным слагаемым в процедуру вычисления ЦФ. В то же время, использование суммарных неувязок во внутренней области симплексов локализации дает результат – постоянство суммарной неувязки $\Delta_{\text{SIMP}}=N! \cdot S = \text{const}$, согласно [4] и формулы (2). Поэтому предлагаем вводить специальное штрафование, рисунок 8,б, во внутренней области симплексов локализации, по оценке расстояния от центра симплекса

$$x_{Ci} = (N+1)^{-1} \cdot \sum_{j=1}^{N+1} x_{j,i}, \quad i=1 \dots N.$$

Большое количество рассматриваемых симплексов и гиперплоскостей-огранич вынуждает разбить процедуру подсчета суммарного штрафа на блоки:

- 1) расчет штрафа от не удовлетворения одного линейного ограничения;

2) расчет суммарного штрафа во внутренней области одного симплекса, $N+1$ обращение к первому блоку;

3) расчет суммарного штрафа по всем N_{EXTR} имеющимся симплексам, с таким же количеством раз обращений к второму блоку.

4) Последующий подсчет всего суммарного штрафа в рассматриваемой точке V .

Результаты исследований, как апробацию алгоритма проведем на перечисленных выше оптимизационных задачах, с целью проверки работоспособности элементов, процедур и блоков предлагаемого алгоритма.

I. Построение линий трендов для коэффициентов потерь ГОП, рисунок 3. Задача имеет место из-за необходимости разделения экспериментальных переменных-факторов. Представляет собой аналог "метода наименьших квадратов", целевая функция в котором – унимодальна. Полученные решения представлены на рисунок 3,а,б, они были достигнуты при 197 и 254 определениях ЦФ (минимум квадратичной корреляции R^2), соответственно рисункам. Аргументы ЦФ – коэффициенты полиномов II степени относительно Δp . Полученное решение позволяет использовать более правдоподобные (чем неизменные, постоянные $K_{v1}=1,56 \cdot 10^{-4}$ и $C_{v1}=3,67$, [1], пунктирные линии на рисунок 3) аналитические зависимости обоих коэффициентов потерь от Δp .

II. Определение КПД гидрообъемной передачи, рисунок 4. Является продолжением предыдущей задачи. Построение линий уровня здесь производится итерационным методом, а пересечение рассматриваемых поверхностей в одной (искомой) точке максимального КПД рассматривается последовательно, по принципу номограмм. Это очевидно связано со сложностью построения линии "хребта" (пространственной линии, соединяющей точки максимальных кривизн плоских линий уровня поверхности КПД). Таким образом, эта оптимизационная задача является существенно не линейной из-за: во-первых, необходимости построения нелинейной функции кривизны; во-вторых, нахождения максимумов нелинейной функции. Ограничения на ООЦФ – не линейны и зависят от параметров конкретной ГОП.

III. Построение многозональной эпюры внутренней загрузки барабанных мельниц. При любом стационарном режиме движения шаров внутри мельницы эпюра заполнения барабана должна быть такова, что центр масс загрузки поднимется на минимальную высоту. Поэтому, при представлении движения загрузки некоторым двухкурным потоком, рисунок 5,а, включающим водопадную и каскадную (внутреннюю) часть и необходимо найти соотношение частей. Решение этой задачи впервые позволит связать все технологические безразмерные параметры построения эпюры заполнения барабана мельницы (относительную скорость вращения ψ , относительное заполнение ϕ , внутреннее f_{CP} и внешнее f_1 трение загрузки, как сыпучей среды). ЦФ задачи – $\gamma_C = \varphi^{-1}(\phi_{ВОЛ} \gamma_{СВОЛ} + \phi_{КАСК} \gamma_{СКАСК}) \rightarrow \min$, относительно двух переменных R и α (радиус и угол вылета внешней части потока), при ограничениях на:

- массовый баланс – $\phi_{ВОЛ} + \phi_{КАСК} = \phi$;
- угол вылета – $(\arccos \psi^2 \pm \Delta \alpha) \leq \alpha \leq \pi/2$;
- абсциссы расположения центров масс выделенных зон и всей загрузки –

$$x_{СВОЛ} = R_1 f_1 \frac{B(\Omega)}{\pi \phi}; x_{СКАСК} = R_2 f_{CP} \frac{B(\Omega_{КАСК})}{\pi \phi_{КАСК}}; x_C = \frac{x_{СВОЛ} \phi_{ВОЛ} + x_{СКАСК} \phi_{КАСК}}{\phi}$$

Задача имеет несколько решений, поэтому предполагается их локализация.

IV. Задача рудоподготовки (линейное программирование). В карьере работает N забоев, в каждом из них руда характеризуется параметрами, указанными в таблице 3.

ЦФ представляет собой максимальную производительность карьера $\Sigma x_i \rightarrow \max$, при ограничениях: усредняющих параметры шихты – гиперплоскости, проходящие через начало координат, рисунок 5,б,в; на объемы добычи в забоях – гиперкуб:

$$\Sigma [a_i - (\bar{a} - \Delta a)] x_i \geq 0;$$

$$\Sigma [(\bar{a} + \Delta a) - a_i] x_i \geq 0;$$

$$\Sigma (\gamma_i - \gamma_0) x_i \geq 0;$$

$$\Sigma (q_i - q_0) \gamma_i x_i \geq 0;$$

$$\Sigma (f_0 - f_i) (1 - \gamma_i) x_i \geq 0;$$

$$a_{\min i} \leq x_i \leq a_{\max i}, \quad i = 1 \dots N, \quad (N=6).$$

Таблица 3 – Исходные данные и решение задачи рудоподготовки

№ забоя	Содержание полезного компонента a_i , %	Класс +100мм γ_i , %	Крепость класса +100мм, q_i	Крепость класса –100 мм, f_i	Объем добычи, тыс. м ³		
					Минимальный, $a_{\min i}$	Максимальный, $a_{\max i}$	Плановый, x_i
1	23	31,4	1,232	6,6	0,5	1,5	1,09
2	25	32,5	3,210	12,8	2,0	3,5	3,50
3	24	30,7	0,753	4,2	2,0	3,5	3,28
4	24	30,1	3,295	13,0	2,0	3,5	2,00
5	26	36,0	0,913	5,1	1,0	2,0	2,00
6	23	28,4	0,803	4,5	1,8	1,0	1,42

В случае вырожденности ООЦФ, рисунок 5,в, симплекс метод позволяет установить причину не корректности задачи – получаемое решение лежит на исключающей гиперплоскости, дающей минимальный штраф.

Выводы:

1. Разработан алгоритм поиска возможных решений оптимизационных задач, соединяющий методы прямой оптимизации – Нелдера-Мида и ЛП-т сеток с вариантами зондирования ООЦФ, локализации найденных экстремумов, введения специальных штрафных слагаемых.
2. Дальнейшее усовершенствование алгоритма предполагается проводить в направлении учета взвешенности вершин симплекса, для уменьшения количества проводимых итераций – рассмотрение вторых лучшей и худшей вершин.
3. Разработан критерий останова расчета, на принципе полного покрытия зонами локализации ООЦФ, т.е. получения заключения о полном ее обследовании.

Список литературы: 1. Таран И.А. Научное обоснование новых технических решений по совершенствованию трансмиссий шахтного дизельвоза. – Дисс... докт.техн.наук: 05.05.06 Горные машины. – Днепропетровск: НГУ, 2012. – 415с. 2. Таран И.О., Клименко И.Ю. Особливості застосування безступінчастих гідро об'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) // Міжнародна конференція "Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2014" (електронний збірник). Дніпропетровськ, 27-28 березня 2014р. 3. Таран И.А., Клименко И.Ю. Инновационный математический инструментальный сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств// Научковий вісник НГУ. – 2014. – №3. 4. Конвай А.К., Кононова Е.Г., Трубицын М.Н. Симплексный метод Нелдера-Мида – модификации, усовершенствование, использование / ДПИ. – Днепропетровск. 1987. – 79с. – Рс. – Деп. В УкрНИИТИ 15.01.87. №392-Ук-87. 5. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Дрофа, 2006. – 180с. 6. Самородов Б.В. Математическое моделирование и параметрический синтез бесступенчатых трансмиссий колесных тракторов / Дисс... канд.техн.наук: 01.05.02 Математическое моделирование и вычислительные методы. – Х.: НТУ "ХПИ", 2007. – 209с.

Bibliography (transliterated): 1. *Taran I.A.* Nauchnoe obosnovanie novyh tehnikeskikh reshenii po sovershenstvovaniyu transmissii shahtnogo dizelevoza. – Diss... Dokt. tehn.nauk: 05.05.06 Gornye mashiny. – Dnepropetrovsk: NGU, 2012. – 415p. 2. *Taran I.O., Klymenko I.Yu.* Osoblyvosti zastosovannya bezstupinchastykh gidro ob'yemno-mekhanichnykh transmissiy (HOMT) // Mizhnarodna konferentsiya "Suchasni innovatsiyi tekhnolohiyi pidhotovky inzhenernykh kadriv dlya himychoyi promyslovosti i transportu 2014" (elektronnyy zbirnyk). Dnip-ropetrovsk, 27-28 bereznya 2014. 3. *Taran I.A., Klymenko I.Yu.* Innovatsionnyy matematicheskij instrumentarij sravnitel'nogo analiza transmissij transportnyh sredstv // Naukovij visnik NGU. – 2014. – No3. 4. *Konova A.K., Konovalova E.G., Trubitsin M.N.* Simpleksnyj metod Nelder-Mead – modifikacii, usovershenstvovanie, ispol'zovanie / DGI. – Dnepropetrovsk, 1987. – 79p. – Rus. – Dep. V UkrNIINTI 15.01.87, No392-Uk-87. 5. *Sobol' I.M., Statnikov R.B.* Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami. – M.: Drofa, 2006. – 180p. 6. *Samorodov B.V.* Matematicheskoe modelirovanie i parametricheskij sintez besstupenchatykh transmissij kolesnykh traktorov. – Diss... kand.tehn.nauk: 01.05.02. Matematicheskoe modelirovanie i vychislitel'nye metody. – Kharkov: NTU "KhPI", 2007. – 209p.

Поступила (received) 05.03.2015

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., ведущий научный сотрудник
ИММКН ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия

ОБ ОДНОМ РЕЗЕРВЕ ПОВЫШЕНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 30224-96

В данной статье рассмотрен вопрос о возможности снижения за счёт увеличения модуля как изгибных, так и контактных напряжений зубьев и повышении нагрузочной способности цилиндрической зубчатой передачи Новикова, выполненной на основе используемого на практике стандартного исходного контура по ГОСТ 30224-96. Работа передачи предполагается в реальных условиях, т.е. при наличии технологических погрешностей изготовления и сборки, а также с учётом податливости зубьев и деталей привода. Увеличение модуля осуществляется при сохранении радиальных и осевых габаритов зубчатой передачи. При обработке результатов моделирования получены рабочие формулы для расчёта эффективных контактных и изгибных напряжений, а также таблицы и графики. Показано, что при увеличении модуля на одну ступень снижаются контактные напряжения до 30% и изгибные до 60%, с возрастанием эффекта по мере понижения степени точности передачи. С учётом нелинейной связи между напряжениями и нагрузкой нагрузочная способность передачи повышается соответственно до 1,5 раз по контакту и до 2-х раз по изгибу.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, модуль зацепления, изгибные напряжения, контактные напряжения.

Введение. Актуальность задачи. Задача повышения нагрузочной способности привода и, следовательно, входящей в его состав зубчатой передачи всегда считалась актуальной. Известные достоинства передач Новикова позволили осуществить их достаточно широкое внедрение в производство. Однако, как показали исследования, не все резервы этих прогрессивных передач хорошо изучены и используются на практике. В частности, речь идёт о таком резерве, как повышение модуля зацепления при встраивании передачи в существующие радиальные и осевые габариты корпуса. На первый взгляд задача кажется простой – действительно, при увеличении модуля получаем пропорционально увеличенную высоту рабочего участка зуба и, казалось бы, существенно повышенную (особенно с учётом хорошей приработки взаимодействующих поверхностей) контактную прочность. С другой стороны, должна значительно повышаться и изгибная прочность, поскольку изгибные напряжения падают пропорционально квадрату модуля [1]. Однако описанная картина далека от реальности, если учесть, что при сохранении габаритов передачи с увеличе-

нием модуля падает коэффициент осевого перекрытия, т.е. уменьшается теоретическое число контактных точек (площадок контакта), а наличие технологических погрешностей изготовления колёс и монтажа пары ещё более усложняют ситуацию. Поэтому учёт реальных обстоятельств работы передачи позволяет дать количественную оценку резерва повышения модуля, что является весьма актуальным и практически полезным.

Отметим следующее. При решении указанной задачи существенную роль играет тип исходного контура, на базе которого выполнена передача Новикова. Поэтому при получении результатов решения необходимо это указывать, что и сделано в заголовке данной статьи.

Анализ литературы. Исследователями давно замечено, что при некоторых условиях повышение модуля в заданных габаритах даёт повышение нагрузочной способности зубчатой передачи Новикова. В качестве примера можно привести хорошо известный случай эффективной замены эвольвентной передачи с цементированными шлифованными зубьями модуля 7мм на передачу Новикова с цементированными зубьями без шлифовки (исходный контур Дон-63) модуля 8мм, вписанную в корпус редуктора троллейбуса ЗИУ-5, выпускаемого заводом им. Урицкого в г. Энгельсе [2]. Имеются и другие положительные случаи подобной замены. Однако из существующей литературы нам неизвестны теоретические исследования, посвящённые эффективности повышения модуля в реальных передачах Новикова, которые бы содержали рекомендации по рациональным сферам использования такого повышения с учётом степени точности передачи, многопарности зацепления, осевых пересопряжений зубьев, параметров исходного контура и т.д.

Цель статьи. Получение объективных количественных данных по эффективности повышения модуля зацепления в передачах Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96 [3] для различных степеней точности с выработкой соответствующих рекомендаций.

Постановка задачи. На базе ранее выполненных исследований [4-7] по моделированию решения пространственных контактных задач для передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96 с учётом многопарности зацепления [8] разработан метод и вычислительная программа количественной оценки эффективности повышения модуля в заданных габаритах передачи при различных степенях точности с разработкой соответствующих таблиц и графиков и рекомендаций.

Материалы и результаты исследований. Экспериментально установлено, что рабочие поверхности взаимодействующих зубьев передач Новикова любой твёрдости достаточно быстро прирабатываются, при этом пятно контакта занимает определённую часть высоты зуба [8], поэтому приведенные ниже зависимости относятся исключительно к приработанным передачам.

В процессе зацепления пары пятно контакта последовательно занимает ряд положений по длине зуба, в том числе на его торце в момент осевого пересопряжения. Условимся в дальнейшем под "фазой зацепления" понимать положение центра контактной площадки по длине зуба.

На основании выполненных исследований зависимости для определения напряжений в любой фазе зацепления представим в следующем виде.

Фазовое эффективное контактное напряжение σ_{Hse} :

$$\sigma_{Hse} = \sigma_{He}^0 K_{\psi} K_H K_T^{0,69}, \quad (1)$$

где σ_{He}^0 – т.н. базовое эффективное контактное напряжение при положении контактной площадки в центре длины зубчатого венца, когда отсутствует влияние торцов; K_{ψ} – некоторый поправочный коэффициент [9], учитывающий изменение длины фактической площадки контакта в сравнении с теоретической из-за наличия изгибно-сдвиговых деформаций зуба; K_H – коэффициент, равный отношению фазового эффективного контактного напряжения (т.е. возникающего в рассматриваемой фазе зацепления) к базовому при заданном усилии; K_T – коэффициент, равный отношению некоторого парциального усилия, действующего в данной фазе зацепления, к суммарному подводимому усилию и зависящий от величины податливостей зуба и сопутствующих деталей привода, а также технологических погрешностей в многопарном зацеплении.

В свою очередь базовое эффективное контактное напряжение может быть выражено как

$$\sigma_{He}^0 = 19,93l^{-1,074} F_{n\Sigma}^{0,69} \rho_{\beta}^{-0,31}, \quad (2)$$

где l – высота площадки контакта, установившаяся в результате приработки; $F_{n\Sigma}$ – суммарное подводимое нормальное усилие; ρ_{β} – продольный приведенный главный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев пары.

Фазовое изгибное напряжение:

$$\sigma_{Fse} = Y_V Y_a K_F \lambda, \quad (3)$$

где Y_V – приведенный объёмный коэффициент формы зуба [5]; Y_a – коэффициент, зависящий от продольной протяжённости площадки контакта; K_F – коэффициент, равный отношению фазового изгибного напряжения к базовому при заданном усилии [6]; $\lambda = F_t / m^2$ – отношение парциального окружного усилия F_t в данной фазе зацепления к квадрату модуля m .

Парциальные усилия для каждой фазы зацепления находились при решении системы нелинейных уравнений, описывающих условия упругого равновесия и совместности упругих перемещений контактирующих пар зубьев [8].

С помощью специально разработанной программы NOVKS-14 производили вычисления по (1)-(3) с разбивкой длины зуба на n участков (достаточно $n=20 \dots 30$), определяя фазы с наибольшими значениями эффективных контактных и изгибных напряжений, которые принимались критериальными.

Ниже в качестве примера представлены результаты программного расчёта передач, взятых из работы [8]. Основные параметры этих передач показаны в таблице 1 (передачи с обычным модулем – серия "а") и в таблице 2 (передачи с модулем, увеличенным в 1,26 раза, т.е. на одну ступень стандартного ряда модулей – серия "б"). Сохранение радиального габарита пары обеспечивалось пропорциональным модулю уменьшением чисел зубьев z_1 (шестерни) и z_2 (колеса), а сохранение осевого габарита – неизменным значением длины b_w зуба. Неиз-

Таблица 1 – Основные параметры исследуемых передач с обычным модулем

№ пары	m , мм	z_1	z_2	β_s , град	b_w , мм	ϵ_{β}
1а	3,15	15	45	19,3	33	1,102
2а					51	1,703
3а	5	15	45	20,3	50	1,104
4а					76	1,679
5а	8	15	44	19,5	83	1,102
6а					126	1,674

Таблица 2 – Основные параметры исследуемых передач с увеличенным модулем

№ пары	m , мм	z_1	z_2	β_s , град	b_w , мм	ϵ_{β}
1б	4	12	36	19,3	33	0,868
2б					51	1,341
3б	6,3	12	36	20,3	50	0,876
4б					76	1,333
5б	10	12	35	19,5	83	0,882
6б					126	1,339

менность осевой составляющей действующего усилия обеспечивалось постоянством угла β наклона зубьев. Как видим, при этом величина коэффициента ϵ_{β} осевого перекрытия уменьшалась пропорционально модулю.

Расчёты проводились как для передач с невысокой твёрдостью зубьев ($HB270$), так и высокотвёрдых ($HB570$) с соответствующим подбором вращающихся моментов T_2 (таблица 3). В первом случае оценивались, в основном, эффективные контактные напряжения, во втором – изгибные.

Эффективность увеличения модуля определялась сопоставлением передач серии "а" и серии "б", имеющих соответственно одинаковые номера.

В таблицах 4 и 5 приведены результаты

Таблица 3 – Расчётные вращающие моменты T_2 (Н·м) на ведомом колесе

№ пары						
1а,б	2а,б	3а,б	4а,б	5а,б	6а,б	
T_2 , Н·м при $HB 270$						
250	300	1200	1500	6000	7500	
T_2 , Н·м при $HB 570$						
600	700	2400	2800	9600	11200	

Таблица 4 – Критериальные эффективные контактные напряжения σ_{Hse} , МПа, при различных степенях точности k для передач с обычным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1а	664	704	764	854	987	990	990
2а	660	724	839	963	970	1127	1148
3а	668	716	799	901	977	1103	1119
4а	676	724	817	967	1122	1213	1317
5а	695	713	757	841	944	1059	1220
6а	704	722	774	894	1051	1226	1362

Таблица 5 – Критериальные эффективные контактные напряжения $(\sigma_{Hse})_m$, МПа, при различных степенях точности k для передач с увеличенным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1б	591	606	657	742	762	762	762
2б	564	603	671	698	818	871	871
3б	619	628	662	725	830	879	879
4б	584	620	698	807	901	967	1067
5б	661	666	688	731	811	935	997
6б	616	629	677	772	888	1005	1118

вычисления критериальных эффективных контактных напряжений: σ_{Hse} – для передач с обычным модулем и $(\sigma_{Hse})_m$ – для передач с увеличенным модулем при различных степенях точности

k (от 6 до 12) по ГОСТ 1643-81.

Оценка эффективности снижения эффективных контактных напряжений от увеличения модуля показана в таблице 6 как отношение $\sigma_{Hse} / (\sigma_{Hse})_m$.

Аналогично в таблицах 7 и 8 приведены результаты вычисления критериальных

Таблица 6 – Отношения $\sigma_{Hse} / (\sigma_{Hse})_m$

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1	1,124	1,162	1,163	1,151	1,295	1,299	1,299
2	1,170	1,201	1,250	1,380	1,186	1,294	1,318
3	1,079	1,140	1,207	1,243	1,177	1,255	1,273
4	1,158	1,168	1,170	1,198	1,245	1,254	1,234
5	1,051	1,071	1,100	1,150	1,164	1,133	1,224
6	1,143	1,148	1,143	1,158	1,184	1,220	1,218

Таблица 7 – Критериальные изгибные напряжения σ_{Fse} , МПа, при различных степенях точности k для передач с обычным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1а	254	273	314	377	432	457	491
2а	261	288	338	419	509	589	591
3а	243	253	272	319	379	442	465
4а	237	254	287	344	424	516	597
5а	233	240	251	284	334	391	454
6а	228	239	261	303	365	451	531

Таблица 8 – Критериальные изгибные напряжения $(\sigma_{Fse})_m$, МПа, при различных степенях точности k для передач с увеличенным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1б	209	209	228	259	284	338	338
2б	197	216	250	304	351	371	437
3б	212	212	212	235	268	297	341
4б	183	196	219	259	313	365	385
5б	220	220	220	220	245	283	332
6б	181	189	205	234	278	331	384

Таблица 9 – Отношения $\sigma_{Fse} / (\sigma_{Fse})_m$

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1	1,215	1,306	1,377	1,456	1,521	1,352	1,453
2	1,325	1,333	1,352	1,378	1,450	1,588	1,352
3	1,146	1,193	1,283	1,357	1,414	1,488	1,364
4	1,295	1,296	1,311	1,328	1,355	1,414	1,551
5	1,059	1,091	1,141	1,291	1,363	1,382	1,367
6	1,260	1,265	1,273	1,295	1,313	1,363	1,383

изгибных напряжений: σ_{Fse} – для передач с обычным модулем и $(\sigma_{Fse})_m$ – для передач с увеличенным модулем при различных степенях точности k (от 6 до 12) по ГОСТ 1643-81. Оценка эффективности снижения изгибных напряжений от увеличения модуля показана в таблице 9 как отношение $\sigma_{Fse} / (\sigma_{Fse})_m$.

Для наглядности на рисунках 1 и 2 изображены графики, показывающие снижение эффективных контактных напряжений и изгибных напряжений от увеличения модуля для передач 2а и 2б при различных степенях точности k .

Выводы. Для зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96, работающих в условиях многопарного зацепления и наличия неизбежных технологических погрешностей изготовления и монтажа, определяемых степенью точности, установлено следующее.

1. Увеличение модуля зацепления в заданных радиальных и осевых габаритах передачи снижает как контактную (в отличие от эвольвентных передач), так и изгибную напряжённость зубьев и, следовательно, повышает общую нагрузочную способность передачи.

2. Эффект снижения напряжённости растёт с понижением точности изготовления и монтажа передачи, поскольку при этом передаче с обычным модулем начинают терять преимущества увеличенных коэффициента осевого перекрытия и теоретического числа площадок контакта.

3. Эффект снижения изгибной напряжённости превышает эффект снижения контактной, а отношения изгибных напряжений при обычном и увеличенном модуле, в основном, выше, чем отношения самих соответствующих модулей, что выгодно отличает передачу Новикова от эвольвентной.

4. При увеличении модуля желательно проектировать передачу с коэффициентом осевого перекрытия не менее единицы.

5. Учитывая нелинейный характер связи напряжений и нагрузок, можно ожидать, что эффект повышения нагрузочной способности передачи превысит эффект снижения напряжённости.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта № 13-08-00386 (РФФИ) и гранта № 213.01.-2014/03ВГ (ЮФУ).

Список литературы: 1. Яковлев А.С. Определение напряжения изгиба в зубьях цилиндрических передач Новикова // Вестник машиностроения. – 1984. – №6. – С.18-20. 2. Росливер Е.Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТа. – Вып.138. – Горький, 1975. – С.50-96. 3. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35HRC₃. Исходный контур // Межгосударственный стандарт. – Межгос совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 5с. 4. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колёс зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №11. – С.31-35. 5. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Приведенный объёмный коэффициент формы зубьев в концентраторах зубчатых колёс с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №1. – С.15-19. 6. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Изгибная напряжённость зубьев под действием распределённой нагрузки в различных фазах зацепления Новикова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2014. – №2. – С.22-30. 7. Короткин В.И., Газзаев Д.А., Онишков Н.П. Фазовое перемещение зубьев колёс цилиндрических зубчатых передач Новикова // Техника машиностроения. – 2014. – №2. – С.33-38. 8. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 9. Короткин В.И., Харитонов Ю.Д. Напряжения на площадках контакта в зубчатых передачах Новикова / Вісник національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – №31. – С.69-75.

Bibliography (transliterated): 1. Yakovlev A.S. Opredelenie naprjazhenija izgiba v zub'jah cilindricheskikh peredach Novikova // Vestnik mashinostroenija. 1984. No6. P.18-20. 2. Roslivker E.G. Prochnost' i zhestkost' zub'ev peredach s zacepleniem M.L. Novikova // Prochnost' korpusov sudov i nadezhnost' detalej mashin. Trudy GIIVTa. Vol.138. Gor'kij: 1975. P.50-96. 3. GOST 30224-96. Peredachi zubchatye Novikova cilindricheskie s tverdst'ju poverhnosti zub'ev ne menee 35 HRC Ishodnyj kontur. // Mezhgosudarstvennyj standart. Mezghos sovet po standartizacii, metrologii i sertifikacii. 1996. 5p. 4. Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstvija zub'ev koljos zubchatyh peredach Novikova // Vestnik mashinostroenija. 2014. No11. P.31-35. 5. Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Privedenyj ob'jomnyj koefefficient formy zub'ev v koncentratorah zubchatyh koljos s zacepleniem Novikova // Vestnik mashinostroenija. 2014. No1. P.15-19. 6. Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Izgibnaja naprjazhjonnost' zub'ev pod dejstviem raspredel'noj nagruzki v razlichnyh fazah zaceplenija Novikova // Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin. 2014. No2. P.22-30. 7. Korotkin V.I., Gazzaev D.A., Onishkov N.P. Fazovoe peremeshhenie zub'ev koljos cilindricheskikh zubchatyh peredach Novikova // Tehnika mashinostroenija. 2014. No2. P.33-38. 8. Korotkin V.I., Onishkov N.P., Haritonov Ju.D. Zubchatye peredachi Novikova. Dostizhenija i razvitie. Moscow: Mashinostroenie-1. 2007. 384p. 9. Korotkin V.I., Haritonov Ju.D. Naprjazhenija na ploshhadkah kontakta v zubchatyh peredachah Novikova. / Visnik nacional'nogo tehnicnogo universitetu "KhPI". Zbirk naukovih prac'. Serija: "Problemi mehanicnogo privodu" No31. NTU "KhPI". Kharkiv: 2014. P.69-75.

Поступила (received) 06.03.2015

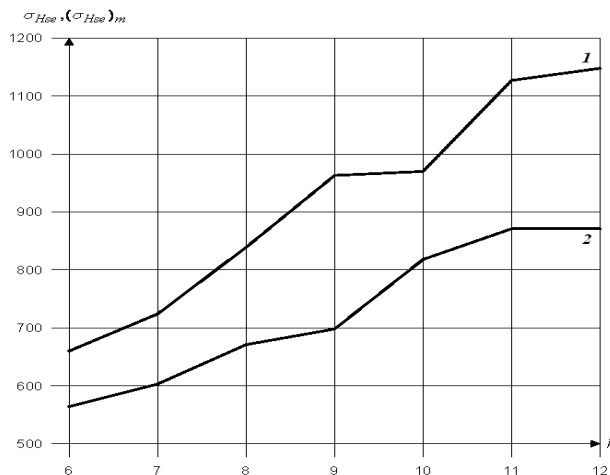


Рисунок 1 – График снижения эффективных контактных напряжений от увеличения модуля: 1 – передача 2а; 2 – передача 2б

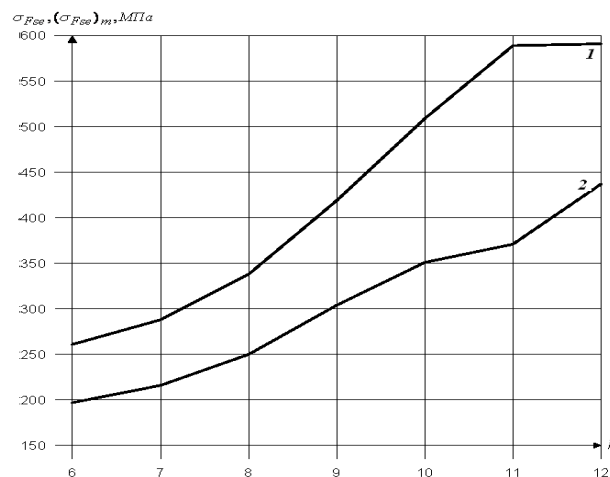


Рисунок 2 – График снижения изгибных напряжений от увеличения модуля: 1 – передача 2а; 2 – передача 2б

А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН Украины, Киев;
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., научный сотрудник ИСИ ШУ, Штутгарт, Германия;
Ю.М. ДАНИЛЬЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. кафедрой ПМ НТУ "КПИ", Киев;
Н.Э. ТЕРНЮК, д.т.н., проф., президент международной академии наук и инновационных технологий, Киев;
Б.С. ВОРОНЦОВ, к.т.н., доц., зав. кафедрой ТМ ВНУ им. В. Даля, Северодонецк;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., с.н.с., доцент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ, СТРУКТУРЫ И ПРИНЦИПОВ СОЗДАНИЯ И ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НОВОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СИНТЕЗА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье обоснована необходимость, техническая и экономическая целесообразность создания новой технической системы синтеза зубчатых передач и ее поддерживающих математических моделей и информационных технологий с учетом жизненного цикла зубчатых передач. Представлена структура технической системы, концепция, принципы создания и функционирования. Рассмотренная система позволит синтезировать зубчатые передачи с более высокими качественными показателями и обеспечить валидацию всех этапов ее жизненного цикла.

Ключевые слова: зубчатая передача, синтез, концепция, структура, принципы создания, жизненный цикл.

Постановка проблемы. В настоящее время в отечественной промышленности распространяются новые информационные технологии сквозной поддержки сложной наукоемкой продукции на всех этапах ее жизненного цикла, в т.ч.: на этапах технического замысла, проектирования, производства, продажи, эксплуатации, сервисного обслуживания, ремонта и утилизации в рамках единой технической системы. Такая стратегия систематического повышения эффективности, производительности и рентабельности процессов хозяйственной деятельности предприятия, а также объединения современных методов информационного взаимодействия этапов жизненного цикла продукции называется CALS-технологиями (Continuous Acquisition and Life-cycle Support – непрерывная информационная поддержка жизненного цикла продукта).

Эти технологии позволяют существенно снизить трудоемкость проектирования, производства, продажи, эксплуатации, сервисного обслуживания и ремонта сложного оборудования и повысить производительность труда на многих этапах жизненного цикла, как минимум, на 30% [1].

В то же время, эти информационные технологии сквозной поддержки этапов жизненного цикла продукции можно использовать не только для повышения эффективности, производительности и рентабельности процессов хозяйственной деятельности предприятия, но и для создания новых механизмов или радикального совершенствования известных, с применением наукоемких процессов, расширения области существования этапов жизненного цикла изделий, обобщающих математических моделей, информационных технологий, современных технических средств [2].

Проблематичность разработки общей теории создания новой техники в машиностроении определяется тем, что все этапы ее разработки, производства

© А.В. Кривошея, М.Г. Сторчак, Ю.М. Данильченко, Н.Э. Тернюк, Б.С. Воронцов, А.В. Устиненко, 2015

и эксплуатации характеризуются многогранностью, масштабностью, сложностью, многовариантностью, недостаточной определенностью и, как следствие, слабой формализуемостью.

В данной статье мы представляем особенности разработки такой технической системы и информационной технологии ее поддержки на примере синтеза зубчатых передач, как одной из массовых и наиболее сложных высших кинематических пар.

Многообразие различных классов, типов и видов зубчатых передач, расширение сфер применения и предназначения, необходимость повышения функциональных, эксплуатационных, энергетических, экономических, экологических (шум и вибрации) и массогабаритных показателей требует разработки более совершенных подходов к созданию технических систем их синтеза и информационных технологий поддержки этапов их жизненного цикла.

Поэтому создание новой технической системы синтеза зубчатых передач различных классов, типов и видов с учетом их жизненного цикла и с использованием наукоемких процессов, более совершенных математических моделей и информационных технологий их поддержки является актуальной задачей отечественного машиностроения.

Целью данной статьи является разработка концепции, структуры, принципов создания, функционирования новой технической системы синтеза зубчатых передач и информационных технологий поддержки этапов их жизненного цикла.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ существующих технических систем синтеза зубчатых передач и информационных технологий их поддержки.
2. Определить концепцию новой технической системы синтеза зубчатых передач.
3. Установить основные принципы создания и функционирования технической системы синтеза зубчатых передач и информационных технологий поддержки этапов их жизненного цикла.
4. Уточнить структуру обобщенной технической системы синтеза зубчатых передач, т.е. основные этапы ее жизненного цикла и их особенности.
5. Установить прямые и обратные связи между этапами жизненного цикла зубчатых передач и уточнить особенности функционирования отдельных этапов и всей системы в целом.
6. Привести примеры обобщенных математических моделей некоторых этапов жизненного цикла.
7. Определить стратегию дальнейших исследований.

Для создания новой технической системы синтеза зубчатых передач и информационных технологий поддержки этапов ее жизненного цикла необходимо проанализировать существующие системы синтеза зубчатых передач, определить основную концепцию, структуру и принципы создания и функционирования новой технической системы синтеза, а также информационных технологий поддержки этапов ее жизненного цикла.

В настоящее время нам неизвестны технические системы синтеза зубчатых зацеплений, описывающие взаимодействие всех этапов жизненного цикла зубчатых передач и их поддерживающих информационных технологий. Суще-

ствующие информационные технологии синтеза зубчатых передач основываются в основном на стандартных методиках теоретического и технологического синтеза применяемых для некоторых этапов жизненного цикла отдельных классов, типов и видов зубчатых передач или связывающих некоторые этапы их жизненного цикла. Существующие пакеты синтеза некоторых этапов жизненного цикла зубчатых передач значительно ограничены ГОСТами, стандартными методиками расчета, известными классификациями, известными способами теоретического и технологического синтеза, способами обработки, техническими средствами обработки и контроля, точностью сборки, условиями эксплуатации, способами ремонта и т.д.

Есть лишь системы, созданные фирмами, производящими зубообрабатывающие станки: "LTCA" фирмы Gleason, "KIMOS" фирмы Klingelnberg, саратовская "ВОЛГА-5" (здесь лишь о системах, являющихся программными продуктами). Отсутствие CALS-технологий для синтеза зубчатых передач объясняется, вероятнее всего, не только отсутствием финансирования или математической и логической сложностью. Причина усматривается еще и в том, что области поиска оптимальных вариантов синтеза крайне ограничены, а методы и математические модели теории зацеплений не всегда отвечают требованиям, предъявляемым к ним заказчиками и разработчиками программного обеспечения.

Существующие информационные технологии (Catia, Unigraphics, ProEngineer, PowerSOLUTION, SolidWorks, Sprut, Компас, T-FLEX и др.) используемые на этапах проектирования и производства различных машин и механизмов, а также системы:

- CAE (Computer Aided Engineering) – системы автоматизированного инженерного анализа деталей и машин (Nastran, Ansys, Compas и др.);
- PDM (Product Data Management) – системы автоматизированного управления базами данных об изделии (IMAN, Optegra, Enivia и др.);
- Project Management – автоматизированные системы управления процессом проектирования и системы планирования (WorkFlow, DocFlow и Project Planing);
- MRP (Material Requirements Planning) – автоматизированные системы управления производством (SAP R/3, BAAN, Галактика и др.);
- CAD/CAM (Computer Aided Design/Computer Aided Manufacturing) – системы автоматизированного проектирование изделий не удовлетворяют в полной мере задачи синтеза зубчатых зацеплений в нашей постановке.

Все эти информационные технологии конечно можно использовать для совершенствования некоторых этапов жизненного цикла зубчатых передач, однако они рассчитаны на широкий класс деталей и не учитывают многие особенности жизненного цикла и синтеза зубчатых передач.

В то же время развитие теории технических систем, достижение отечественных и зарубежных ученых в области задания, редактирования или модификации поверхностей зубчатых передач, теории зацеплений, геометро-кинематического синтеза, формообразования поверхностей резанием, технологии изготовления, сборки, условий эксплуатации, расчетов изгибной и контактной прочности и долговечности, динамики зубчатых передач, расчетов на "горячее" и "холодное" заедание, достижения современного материаловедения, в том числе в области сверхтвердых материалов, современный математический аппарат (теория отображения аффинного пространства, теория множеств, булева алгебра), современные компьютерные системы, станочное обо-

рудование и измерительная техника позволяют нам приступить к разработке новой технической системы жизненного цикла зубчатых передач и непрерывной информационной поддержки этапов ее жизненного цикла. Весь этот комплекс накопленных знаний, достижений науки, наукоемких процессов и современных технических средств позволяет значительно расширить область поиска оптимальных этапов жизненного цикла зубчатой передачи и реализовать его оптимальный вариант.

Для создания такой системы и информационных технологий необходимо объединить усилия многих отечественных и зарубежных ученых, программистов, а для ее функционирования необходимы обученные высококвалифицированные специалисты и современные технические средства, обладающие необходимым ресурсом.

Вопросы расчета и проектирования, задания, математического описания, формообразования, геометро-кинематического синтеза, и обработки зубчатых передач и деталей рассматривались в работах Ф.Л. Литвина, М.Л. Ерихова, Н.И. Колчина, Г.А. Шевелёвой, В.П. Шишова, Э.Б. Вулгакова, П.Р. Родина, С.И. Лашнева, М.И. Юликова, Г.И. Грановского, Ю.В. Цвиса, Б.А. Перепелицы, Д.Т. Бабичева, В.С. Люкшина, С.П. Радзевича, Н.Э. Тернюка, Д.Н. Решетова, В.Т. Портмана, М.Г. Сегала, С.Н. Калашникова, Б.А. Тайца, М.Д. Генкина, К.И. Заблонского, А.Ф. Кириченко, В.Л. Устиненко, А.И. Павлова и др. ученых [3-25].

К первым системам синтеза зубчатых зацеплений следует отнести системы геометро-кинематического синтеза. Так Ф.Л. Литвин перечисляет 7 возможных способов геометро-кинематического синтеза зубчатых зацеплений [3]. Более широкие возможности синтеза зубчатых передач различных классов, типов и видов представил М.Л.Ерихов [4]. Существуют системы синтеза зубчатых зацеплений по качественным показателям с использованием блокирующих контуров. Интересные системы геометрического синтеза представлены Г.И. Шевелевой [6], В.П. Шишовым [7], А.И. Павловым [25].

Следует признать, что одна из современных систем теоретического синтеза эвольвентных зубчатых передач, предложенная проф. Э.Б. Вулгаковым [8]. Он разделяет геометрию зубчатого венца на два фрагмента, каждый из которых состоит из объединенных отсеков различных поверхностей – на фрагмент, не зависящий от технологии и фрагмент, зависящий от технологии. Фрагмент, не зависящий от технологии – это номинальный фрагмент главной боковой поверхности и фрагмент, зависящий от технологии – это фрагмент, включающий часть отсека главной боковой поверхности, отсек переходной поверхности впадин и отсек поверхности впадин. В результате анализа формообразования множеством исходных формообразующих контуров определяется оптимальный фрагмент поверхности зубчатого венца и уточняется часть отсека главной боковой поверхности, примыкающей к граничной линии профиля, отсек переходной поверхности впадин и отсек поверхности впадин. Он связывает технологию теоретического и технологического формообразования, однако эта связь далека от реальной технологии изготовления зубчатой передачи.

Одной из систем синтеза является формообразующее производящая система зубчатых зацеплений, включающая теоретическое и технологическое формообразование [26]. Теоретическое формообразование является особенностью проектирования зубчатых передач. Это объясняется тем, что при задании оптимальной формы главной боковой поверхности имеется множество вариантов задания переходной поверхности впадин и поверхности впадин, которые

проще задавать исходным формообразующим телом, которое является прототипом зубообрабатывающих инструментов.

Однако реальное технологическое формообразование осуществляется группой последовательно работающих инструментов и процессов [26].

В общем случае функция инструмента при зубообработке не только удалить необходимый объем металла с обеспечением величины припуска под последующую операцию, но и обеспечить необходимую форму припуска и состояние поверхностного слоя и, прежде всего, точность формы и размеров.

Анализ существующих систем синтеза зубчатых зацеплений показывает, что хотя эти системы и их поддерживающие математические модели и информационные технологии охватывают решение задач синтеза некоторых этапов жизненного цикла отдельных классов, типов и видов зубчатых передач, однако они крайне ограничены из-за использования несовершенных классификаций зубчатых передач, традиционных технологий изготовления, сборки, эксплуатации и ремонта, т.е. эти системы не являются обобщенными и не представляют единую техническую систему синтеза с учетом всего жизненного цикла зубчатых передач.

Так, например, геометро-кинематический синтез не учитывает все особенности реальной технологии изготовления зубчатой передачи, условий ее монтажа и эксплуатации.

Поэтому, для разработки концепции создания новой технической системы синтеза зубчатых передач и ее поддерживающих информационных технологий, необходимо, чтобы эта концепция способствовала созданию новых зубчатых передач, новых технологий изготовления, сборки, эксплуатации и ремонта или совершенствованию известных, с высокими эксплуатационными и др. показателями, а обеспечение глобального синтеза, т.е. синтеза всей технической системы, обеспечило валидацию всех этапах жизненного цикла.

Все вышеприведенное дает основание установить техническую и экономическую целесообразность создания новой технической системы синтеза зубчатых передач и ее поддерживающих математических моделей и информационных технологий, а также сформулировать основную концепцию ее создания и функционирования.

Основная концепция создания новой технической системы синтеза зубчатых передач, включающей информационные технологии ее поддержки – это концепция расширения сфер применения и назначения, повышения функциональных, экономических, энергетических, экологических, эксплуатационных и снижения массогабаритных показателей зубчатых передач путем последовательного анализа и синтеза всех этапов жизненного цикла зубчатой передачи и рекуррентного (возвратного) приближения к оптимальному варианту синтеза по одному или нескольким показателям (или по обобщающему показателю) при ограничении по остальным показателям и обеспечении валидации все этапов жизненного цикла зубчатой передачи.

Валидация – это процедура, дающая высокую степень уверенности в том, что конкретный процесс, метод или система будет последовательно приводить к результатам, отвечающим заранее установленным критериям приемлемости; в частности, валидация технологических процессов проводится с использованием образцов не менее трех серий реального товара с целью доказательства и предоставления документального свидетельства, что процесс (в пределах установлен-

ных параметров) обладает повторяемостью и приводит к ожидаемым результатам при производстве полупродукта или готового товара требуемого качества.

Однако достижение концепции новой технической системы синтеза зубчатых передач и информационных технологий ее поддержки должно обеспечиваться принципами ее создания, функционирования, анализа и синтеза.

Концепция, поставленные задачи, анализ существующих систем синтеза зубчатых передач позволяют определить основные принципы создания новой технической системы синтеза зубчатых передач и информационных технологий поддержки этапов ее жизненного цикла.

Принципы создания, функционирования, анализа и синтеза новой технической системы синтеза зубчатых зацеплений включающей информационные технологии поддержки этапов ее жизненного цикла можно сформулировать следующим образом:

- принцип обобщения;
- принцип открытости и развития технической системы;
- принцип современности методики и математического аппарата;
- принцип морфологичности при систематизации и классификации зубчатых передач, способов их теоретического и технологического формообразования, способов сборки, эксплуатации и ремонта;
- принцип прямой и обратной связи и информационной соподчиненности этапов жизненного цикла;
- принцип рекуррентного приближения к оптимальному варианту;
- принцип вариации;
- принцип селекции;
- принцип многокритериального синтеза;
- принцип валидации.

Эти принципы относятся к разработке как структуры системы синтеза зубчатых передач, так и разработке математических моделей и информационных технологий поддержки этапов их жизненного цикла.

Прежде чем создавать математические модели этапов жизненного цикла и на их основе информационные технологии поддержки этих этапов необходимо определить структуру системы, т.е. весь жизненный цикл зубчатой передачи разбить на этапы и соединить эти этапы прямыми и обратными связями в одну техническую систему.

Анализ существующих технических систем и этапов жизненного цикла зубчатых передач разных классов типов, типов и видов позволяет представить обобщенную структуру синтеза в виде, представленном на рисунке 1.

Учитывая принцип развития системы, этапы структуры жизненного цикла зубчатых передач могут быть добавлены, раздроблены или объединены.

Данная система представлена в виде плоской технической системы синтеза зубчатых зацеплений, но фактически она является технической системой третьего типа и в дальнейшем она будет развернута в пространственную [2].

Отметим некоторые особенности этапов жизненного цикла зубчатых передач новой системы синтеза зубчатых передач.

На первом этапе синтеза задаются исходные данные, выбирается класс, вид или тип передачи, передаточное число, передаваемая мощность, угловая скорость, гистограмма нагружения зубчатой передачи в ступенчатом или плавном виде. Выбирается материал, точность и состояние поверхностного слоя зубчатой передачи.

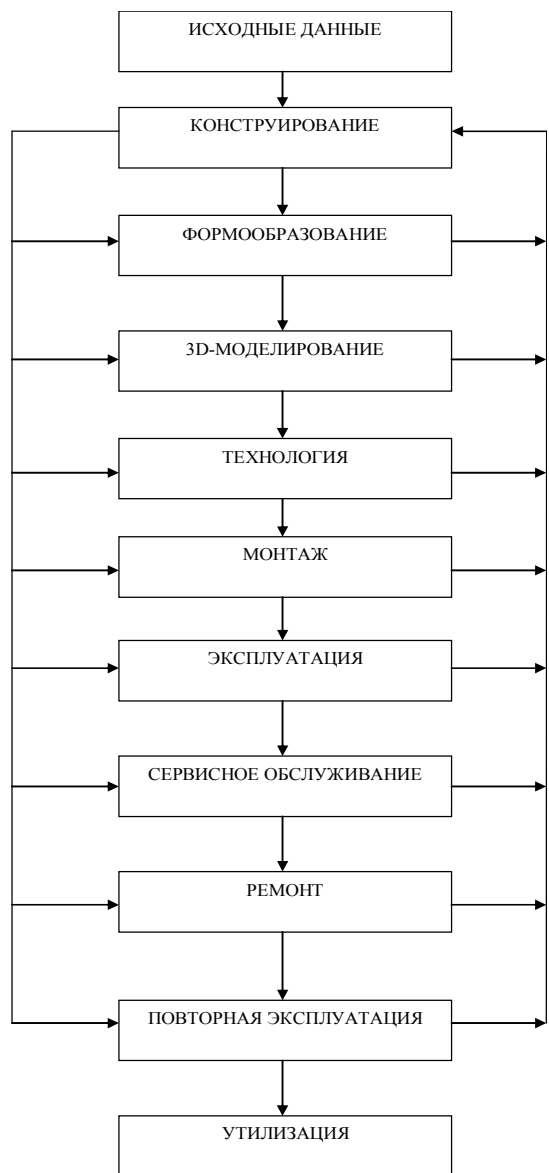


Рисунок 1 – Обобщенная структура технической системы синтеза зубчатых передач с учетом жизненного цикла

жен рассматриваться в своем конструктивном оформлении (коническая передача – без замены ее на эквивалентную цилиндрическую [22]).

Важнейшим этапом жизненного цикла зубчатой передачи является технологический этап. Этот этап характеризуется многовариантностью и осуществ-

При функционировании предлагаемой системы мы можем расширить требования к зубчатой передаче и задавать сферу применения и назначения, функциональные, эксплуатационные, энергетические, экономические, экологические, массогабаритные и др. показатели. Необходимо в исходные данные ввести показатели, отнесенные к единице передаваемой мощности.

На втором этапе выполняются прочностные расчеты на изгибную и контактную прочность и определяются основные габариты передачи, делительная поверхность, модуль, шаг. Затем одним из методов формообразования определяется полная геометрия зубчатой передачи, строится ее 3-D модель и выполняются расчеты на изгибную и контактную выносливость.

Расчеты на выносливость основываются на комплексной математической модели усталостного разрушения зубьев. Ее обобщенная модульная структура подробно рассмотрена в [27].

Необходимо добавить в эту модульную структуру расчеты на "горячее" и "холодное" заедание [22]. Структура расчета зубчатых передач должна быть единой для всех видов передач (цилиндрических, конических, червячных и др.). При этом каждый тип передачи должен

лется формообразованием группой последовательно работающих инструментов (инструментальных систем) и процессов. В новой системе технология изготовления зубчатых передач включает анализ каждой операции (черновой, полустойковой, термообработки, чистовой и отделочной.). Например, особенностями технологического синтеза (технологической системы) зубчатой передачи является не исправление погрешностей как при изготовлении простых деталей, а преобразование погрешностей на последовательных операциях зубообработки, задание не только величины, но и формы припуска. В новой системе предусмотрен анализ методом вариации погрешностей на каждой операции, влияние переточек инструмента на точность обработки, расчет инструментов второго и третьего порядка.

При выполнении чистовых и отделочных операций необходима модификация припуска, необходимо учесть переточки, которые изменяют форму припуска. Следовательно, надо вернуться к последовательному формообразованию, провести анализ переточек, определить область существования каждого инструмента и выбрать оптимальную ее часть, провести анализ способов чернового и чистового формообразования методом следа центроидного и внецентроидного обката. Т.е. исследовать всю цепочку технологического формообразования.

В процессе реализации этапов жизненного цикла приходится неоднократно использовать редактирование поверхностей зубчатых венцов [28], теоретическое прямое и обратное формообразование. Используя принцип обобщения, приведем пример обобщенной кинематической схемы прямого и обратного формообразования (рисунок 2) и обобщенной унифицированной математической модели формообразования при двухпараметрическом обгании.

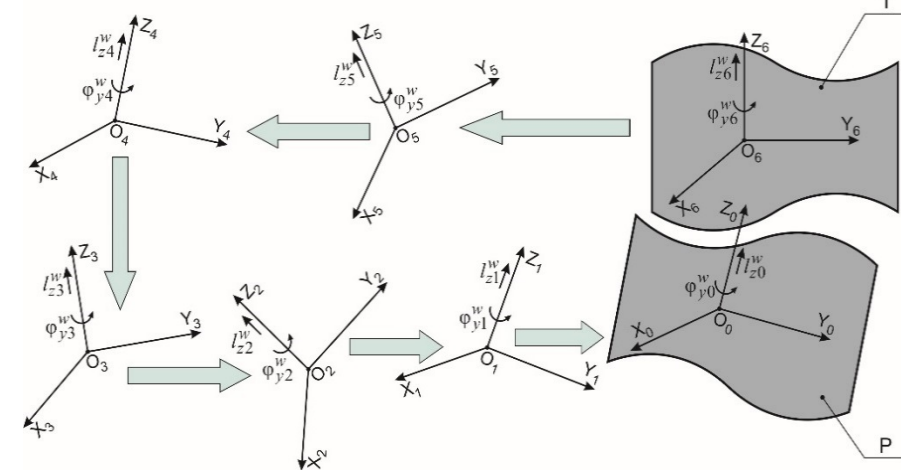


Рисунок 2 – Схема области существования обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых звеньев различных классов, типов и видов: Т – формообразующее зубчатое звено; Р – формообразуемое зубчатое звено

Учитывая частное задание осей системы координат и частное задание движений, с учетом расширения степени возможной относительной подвижности формообразующего зубчатого звена до 6-ти и задание в каждом из реперов только одного движения l_{zi}^w или $\bar{\varphi}_{zi}^w$, область существования обобщенной

унифицированной кинематической схемы может быть представлена рисунком 2. Эта схема – обобщенная, поскольку включает все известные кинематические схемы как теоретического, так и технологического формообразования, а также неизвестные схемы, требующие исследования. Унифицированной она является потому, что в каждом репере при конкретной схеме задается только одно движение, матрицы которого унифицированы [26].

Обобщенная унифицированная математическая модель формообразования зубчатых колес в общем случае при двухпараметрическом огибании имеет вид [26]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{r\partial 0} H / D = m_{v_{y1}^w} m_{c_{y1}^w} m_{v_{x1}^w} m_{\phi_{z1}^w} m_{\ell_{z1}^w} m_{v_{y2}^w} m_{c_{y2}^w} m_{v_{x2}^w} m_{\phi_{z2}^w} m_{\ell_{z2}^w} m_{v_{y3}^w} \cdot \\ \cdot m_{c_{y3}^w} m_{v_{x3}^w} m_{\phi_{z3}^w} m_{\ell_{z3}^w} m_{v_{y4}^w} m_{c_{y4}^w} m_{v_{x4}^w} m_{\phi_{z4}^w} m_{\ell_{z4}^w} m_{v_{y5}^w} \cdot \\ \cdot m_{c_{y5}^w} m_{v_{x5}^w} m_{\phi_{z5}^w} m_{\ell_{z5}^w} m_{v_{y6}^w} m_{c_{y6}^w} m_{v_{x6}^w} m_{\phi_{z6}^w} m_{\ell_{z6}^w} m_{r\partial 6}^w; \\ \phi_{z6A}^w \leq \phi_{z6}^w \leq \phi_{z6B}^w; \\ \phi_{zi}^w = f_{\phi_{zi}^w}(\phi_{z6}^w); \\ l_{zi}^w = f_{l_{zi}^w}(\phi_{z6}^w); \\ m_{r\partial} m_{rv} = 0 \text{ при } \phi_{z6}^w = \text{const}; \\ m_{r\partial} m_{rv} = 0 \text{ при } \phi_{zi}^w = \text{const}. \end{array} \right.$$

Приведенная обобщенная кинематическая схема и обобщенная унифицированная математическая модель формообразования зубчатых колес представляет множество возможных кинематических схем и математических моделей теоретического и технологического формообразования цилиндрических зубчатых колес различных классов, типов и видов [26].

В новой системе на этапе сборки уточняются параметры точности сборки, суммарное пятно контакта, необходимость модификации для компенсации погрешностей сборки. Для обеспечения модификации необходимо вернуться ко второму этапу уточнить контактную прочность, а затем и к третьему – уточнить технологию.

На этапе эксплуатации уточняются динамические характеристики, шум и вибрации. Если нас не удовлетворяют динамические характеристики, то необходимо изменить геометрию, изменить коэффициент перекрытия или использовать профильную модификацию. А затем необходимо снова вернуться к третьему этапу, и обеспечить эту модификацию технологически. Этим реализуется принцип рекуррентных (возвратных) связей в технической системе. На этапе эксплуатации уточняются условия смазки.

На этапе ремонта необходимо классифицировать виды критических состояний зубчатых передач, приводящие к потере работоспособности, методики их определения и фиксирования и всех известных способов ремонта.

Выводы и программа дальнейших исследований:

1. Обоснована актуальность разработки новой технической системы синтеза зубчатых передач и информационных технологий поддержки всех этапов ее жизненного цикла с использованием современных концепций.

2. В результате обзора установлено, что обобщенные матмодели и информационные технологии поддержки всех этапов жизненного цикла зубчатых передач отсутствуют.

3. Впервые представлена концепция, структура и принципы создания и функционирования новой технической системы синтеза зубчатых зацеплений. Это позволит синтезировать зубчатые передачи с более высокими качественными показателями и обеспечить валидацию всех этапов ее жизненного цикла.

3. Показано, что структура расчета зубчатых передач на изгибающую и контактную прочность и долговечность должна быть единой для всех видов передач (цилиндрических, конических, червячных и др.). При этом, каждый тип передачи должен рассматриваться в своем конструктивном оформлении (коническая передача – без замены ее на эквивалентную цилиндрическую).

4. Приведены примеры обобщающей кинематической схемы формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов и ее обобщающей унифицированной математической модели.

5. Необходимо разработать обобщенную модель формообразования с учетом методов вариации, влияния погрешностей относительной установки зубчатое колесо – инструмент на погрешности реального технологического формообразования на каждой операции.

6. Нет эффективной системы редактирования геометрии всех поверхностей зубчатых венцов. Поэтому, на основе теории сплайнов и кривых Безье необходимо разработать методику редактирования всех поверхностей зубчатого венца зубчатых передач различных классов, типов и видов включая модификацию.

7. Для реализации новой технической системы синтеза зубчатых передач необходимо синтезировать одну из перспективных конструкций зубчатой передачи, реализовать ее и подвергнуть валидации ее способности удовлетворять потребности заказчика.

Список литературы: 1. *Медведев Ф.В., Нагаев И.В.* Автоматизированное проектирование и производство деталей сложной геометрии на базе программного комплекса PowerSolution: Учеб. пособие / Под общ. ред. *А.Г. Громашева*. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2005 – 167с. 2. *Тернюк Н.Э., Дудукалов Ю.В., Федченко В.В., Гладка Н.Н.* Системно-процессное моделирование технических систем в calcs-технологиях // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии, 2011, № 49. – с.124-133. 3. *Litvin, F.L.* Gear Geometry and Applied Theory. – Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994. – 724p. 4. *Ерихов М.Л.* Принципы статистики, методы анализа и вопросы синтеза зубчатых зацеплений: Дисс. докт.техн.наук. – Хабаровск, 1972. – 324с. 5. *Колчин Н.И.* Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений – М.: Машгиз, 1949. 6. *Шевелева Г.И.* Теория формообразования и контакта движущихся тел. – М.: Изд-во "Станкин", 1999. – 494с. 7. *Шишов В.П.* Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоко нагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: дисс. докт.техн.наук. – Луганск, 1994. – 525с. 8. *Вулгаков Э.Б.* Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 264с. 9. *Родин П.Р.* Основы формообразования поверхностей резанием. – Киев: Выща шк., 1977. – 192с. 10. *Лашинев С.И., Юшков М.И.* Проектирование режущей части инструмента с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1980. – 208с. 11. *Грановский Г.И.* Кинематика резания. – М.: Машгиз, 1948. – 199с. 12. *Цвиц Ю.В.* Профилирование режущего обкатного инструмента – М.: Машгиз, 1961. – 155с. 13. *Перепелица Б.А.* Отображение аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. – Харьков: Выща шк., 1981. – 152с. 14. *Бабичев Д.Т.* Развитие теории зацеплений и формообразования поверхностей на основе новых геометро-кинематических представлений: Дисс... докт.техн.наук: 05.02.18 Теория механизмов и машин. – Тюмень, 2005. – 424с. 15. *Люкин В.С.* Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. – М.: Машиностроение, 1967. – 372с. 16. *Радзевич С.П.* Формообразование сложных поверхностей на станках с ЧПУ. – Киев: Вища школа. – 192с. 17. *Решетов Д.Н., Портман В.Т.* Точность металлообрабатывающих станков – М.: Машиностроение, 1986. – 336с. 18. *Сегаль М.Г.* Виды локализованного контакта в конических и гипойдных передачах // Машиноведение. – М., 1970. – №1. – С.56-63. 19. *Калашиников С.Н., Калашиников А.С.* Зубчатые колеса и их изготовление

– М.: Машиностроение, 1983. – 264с. **20.** Производство зубчатых колес: [Справочник под общей редакцией *Б.А. Тайца*. 3-е изд. перераб. и дополн.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 464с. **21.** *Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов М.Н.* Повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач. – М., 1981. – 322с. **22.** *Заблонский К.И.* Анализ факторов, влияющих на нагрузку в зацеплении, и их отражение в расчетах зубчатых передач // Vortragsband Tagung "Zahnradgetriebe Dresden 1989". – Dresden: TUD, 1989. – S.44-59. **23.** *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Подальший розвиток теорії зацеплень для побудови силових зубчастих передач // Машинознавство. – Львів. – 2003. **24.** *Устиненко В.Л.* Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 92с. **25.** *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. **26.** *Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Сторчак М.Г.* Проектирование формообразующего оборудования и инструментальных систем для обработки зубчатых колес // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2014. – С.484-489. **27.** *Устиненко А.В.* Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. – №22. – С.170-175. **28.** *Воронцов Б.С.* Интерактивное управление синтезом зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сборник научных трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – №40. – С.182-187.

Bibliography (transliterated): **1.** *Medvedev F.V., Nagaev I.V.* Avtomatizirovannoe proektirovanie i proizvodstvo detalej slozhnoy geometrii na baze programmnoy kompleksa PowerSolution: Ucheb. posobie / Pod obshh. red. *A.G. Gromasheva*. – Irkutsk: Izd. IrGTU, 2005 – 167p. **2.** *Ternyuk N.E., Dudukalov Yu.V., Fedchenko V.V., Gladka N.N.* Sistemno-processnoe modelirovanie tehnichestikh sistem v CALS-tehnologiyah // Otkrytye informacionnye i komp'yuternye integrirovannye tehnologii, 2011, No49. – P.124-133. **3.** *Litvin F.L.* Gear Geometry and Applied Theory. – Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994. – 724p. **4.** *Erihov M.L.* Principy statistiki, metody analiza i voprosy sinteza zubchatykh zacepleniy // Diss. dokt. tehn. nauk. – Khabarovsk, 1972. – 324p. **5.** *Kolchin N.I.* Analiticheskij raschet ploskih i prostranstvennykh zacepleniy – Moscow: Mashgiz, 1949. **6.** *Sheveleva G.I.* Teoriya formoobrazovaniya i kontakta dvizhushihysya tel. – Moscow: Izd. "Stankin", 1999. – 494p. **7.** *Shishov V.P.* Teoriya, matematicheskoe obespechenie i realizaciya sinteza vysokonagruzhennykh peredach zacepleniem dlya promyshlennogo transporta: diss. dokt. tehn. nauk. – Lugansk, 1994. – 525p. **8.** *Vulgakov E.B.* Teoriya evol'ventnykh zubchatykh peredach. – Moscow: Mashinostroenie, 1995. – 264p. **9.** *Rodin P.R.* Osnovy formoobrazovaniya poverhnoy reziem. – Kiev: Vyshha shk., 1977. – 192p. **10.** *Lashnev S.L., Yulikov M.I.* Proektirovanie rezhushhey chasti instrumenta s primeneniem EVM. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. – 208p. **11.** *Granovskij G.I.* Kinematika rezaniya. – Moscow: Mashgiz, 1948. – 199p. **12.** *Cvis Yu.V.* Profilirovanie rezhushhego obkatnogo instrumenta – Moscow: Mashgiz, 1961. – 155p. **13.** *Perpelica B.A.* Otbrazhenie affinnogo prostranstva v teorii formoobrazovaniya poverhnoy reziem. – Khar'kov: Vyshha shk., 1981. – 152p. **14.** *Babichev D.T.* Razvitiye teorii zacepleniya i formoobrazovaniya poverhnoy na osnove novykh geometro-kinematicheskikh predstavleniy: Diss. dokt. tehn. nauk: 05.02.18 Teoriya mehanizmov i mashin. – Tyumen', 2005. – 424p. **15.** *Ljukshin V.S.* Teoriya vintovykh poverhnoy v proektirovanii rezhushhih instrumentov. – Moscow: Mashinostroenie, 1967. – 372p. **16.** *Radzevich S.P.* Formoobrazovanie slozhnykh poverhnoy na stankah s ChPU. – Kiev: Vishha shkola. – 192p. **17.** *Reshetov D.N., Portman V.T.* Tochnost' metallovezhushhih stankov – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336p. **18.** *Segal' M.G.* Vidy lokalizovannogo kontakta v konicheskikh i gipoidnykh peredachah // Mashinovedenie. – Moscow, 1970. – No1. – P.56-63. **19.** *Kalashnikov S.N., Kalashnikov A.S.* Zubchatye kolea i ih izgotovlenie – Moscow: Mashinostroenie, 1983. – 264p. **20.** Производство зубчатых колес: [Справочник под обшей редакцией *Б.А. Тайца*. 3-е изд. перераб. и дополн.]. – Moscow: Mashinostroenie, 1990. – 464p. **21.** *Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов М.Н.* Повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач. – Moscow, 1981. – 322p. **22.** *Заблонский К.И.* Анализ факторов, влияющих на нагрузку в зацеплении, и их отражение в расчетах зубчатых передач // Vortragsband Tagung "Zahnradgetriebe Dresden 1989". – Dresden: TUD, 1989. – P.44-59. **23.** *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Подальший розвиток теорії зацеплень для побудови силових зубчастих передач // Машинознавство. – Львів. – 2003. **24.** *Устиненко В.Л.* Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. – Moscow: Mashinostroenie, 1972. – 92p. **25.** *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Khar'kov: HNADU, 2005. – 100p. **26.** *Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Сторчак М.Г.* Проектирование формообразующего оборудования и инструментальных систем для обработки зубчатых колес // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума. – Ижевск: Изд. ИжГТУ, 2014. – С.484-489. **27.** *Устиненко А.В.* Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Khar'kov: NTU "KhPI", 2012. – No22. – P.170-175. **28.** *Воронцов Б.С.* Интерактивное управление синтезом зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Khar'kov: NTU "KhPI", 2005. – No40. – P.182-187.

Поступила (received) 26.04.2015

Н.Н. КУЗЬМЕНКО, к.т.н., доцент каф. метрологии и приборов
ВНУ им. В. Даля, Северодонецк

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ИЗГОТОВЛЕНИЮ КВАЗИГЛОБОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В статье рассмотрена технология изготовления зубьев квазиглобоидных зубчатых колес разной геометрии с помощью новой схемы формообразования, когда передние режущие грани не находятся в одной плоскости, в которой находится и ось вращения квазиглобоидной заготовки, что приводит к повышению точности изделия. Проведено исследование суммарного пятна контакта квазиглобоидной червячной зубчатой передачи. Определена площадь суммарного пятна контакта квазиглобоидных зубчатых передач.

Ключевые слова: квазиглобоидное зубчатое колесо, инструментальное колесо, зубонарезание, формообразование.

Актуальность задачи. Многолетний опыт производства и эксплуатации зубчатых передач показал большое влияние технологических факторов на динамику, виброактивность, ресурс и надежность работы передач. Технология производства "бесшумных" передач повышенного ресурса эксплуатации должна обеспечивать: высокую точность изготовления базовых поверхностей и всех элементов зацепления; высокое качество химико-термического упрочнения рабочих поверхностей зубчатых колес; оптимальную модификацию рабочих поверхностей зубьев, обеспечивающую снижение динамических нагрузок и вибраций в зацеплении и исключающую заедание зубьев в работе зубчатых пар; низкую шероховатость рабочих поверхностей зубьев; снижение затрат на изготовление зубчатых колес.

Сложность поставленных перед технологией производства зубчатых колес задач требует комплексного подхода к их решению, основой которого является разработка базовых технологических процессов механической и химико-термической обработки, оснащение производства высокоточным и производственным оборудованием, современными комплексами вычислительной техники и программными продуктами.

Основная часть. Разработка технологического процесса изготовления зубчатых колес начинается и ведется параллельно с разработкой конструкции зубчатой передачи, при этом определяется возможность их изготовления в условиях конкретного серийного производства. Технологический процесс (маршрут), устанавливающий последовательность выполнения операций обработки, строится в зависимости от многих конструктивно-технологических особенностей зубчатого колеса, определяющей из которых является выбор вида химико-термического упрочнения его рабочих поверхностей.

Работоспособность зубчатых колес в значительной степени зависит от правильного выбора геометрии зацепления (формы и величины модификации рабочих поверхностей зубьев), точности изготовления и качества поверхностного слоя зубьев. Эксплуатационные свойства зависят от воздействия на поверхностный слой зубьев комплекса технологических и металлургических факторов, которые тесно взаимодействуют между собой.

Для совершенствования производства зубчатых колес требуется разработка единой системы управления процессом изготовления деталей, затрудня-

ющей проявление отрицательных факторов технологической системы обработки (технологической наследственности).

Станочное зацепление цилиндрического производящего колеса с квазиглобoidным колесом (червяком) характеризуется следующими тремя основными параметрами:

- углом скрещивания осей инструмента и изделия;
- межосевым расстоянием a_w в горловом сечении;
- передаточным числом u .

Прежде чем нарезать зубья на квазиглобoidном колесе необходимо иметь квазиглобoidную заготовку (рисунок 1). Такие заготовки могут быть изготовлены при помощи круглого резца [1, 2].

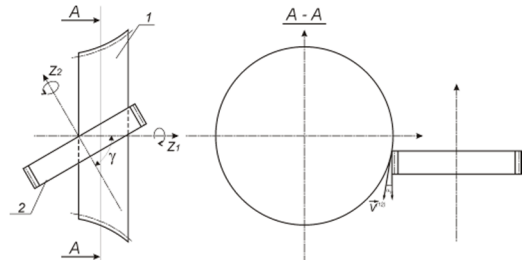


Рисунок 1 – Схема формообразования квазиглобoidной заготовки

При изготовлении квазиглобoidной заготовки круговая режущая кромка описывает цилиндрическую производящую поверхность.

После получения квазиглобoidной заготовки производят нарезание зубьев методом обкатки при помощи цилиндрических обкаточных инструментов (рисунок 2). Главным движением резания является относительная скорость скольжения $\vec{V}^{(12)}$ передних режущих граней цилиндрического обкаточного инструмента 2 о поверхности зубцов на квазиглобoidной заготовке 1. Относительное скольжение получается за счет скрещивания осей квазиглобoidной заготовки и цилиндрического обкаточного инструмента. Чем больше угол наклона зуба β , тем больше скорость $\vec{V}^{(12)}$, тем лучше условия резания.

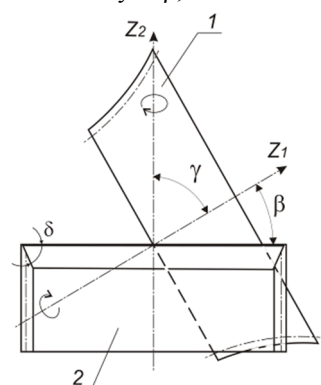


Рисунок 2 – Схема изготовления квазиглобoidного колеса

Вращение заготовки 1 и круглого резца 2 кинематически увязываются в зависимости от диаметров d_1 и d_2 (в горловом сечении) и угла наклона β по следующей зависимости:

$$u_{21} = \frac{d_2}{d_1 \cos \beta}.$$

Вращения $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ направлены по часовой стрелке.

Вращения цилиндрического инструментального колеса и заготовки происходят по направлению часовой стрелки и согласуются при помощи гитары деления [3, 4.] путем подбора сменных шестерен по формуле:

$$\frac{a \cdot c}{b \cdot d} = \frac{m \cdot z_2}{z_1}, \quad (1)$$

где a, b, c, d – расчетные зубчатые колеса гитары деления; m – характеристика зубофрезерного станка; z_1 – число зубьев квазиглобoidного нарезаемого червяка (колеса); z_2 – число зубьев прямозубого или косозубого обкаточного резца.

Нарезание квазиглобoidного зубчатого червяка (колеса) иллюстрируется рисунками 2 и 3 Базовой поверхностью для установки глубины ре-

зания является наружная поверхность горлового (минимального диаметра) сечения заготовки. После включения станка, заготовку и обкаточный резец сближают до их соприкосновения. Затем производят постепенное сближение обкаточного резца и квазиглобoidной заготовки на требуемую глубину резания и производят нарезание искомого зубчатого колеса.

Изготовление зубьев квазиглобoidных зубчатых колес осуществлялось на ХК "Лугансктепловоз" на серийных зубофрезерных станках Pfauter и Modul (характеристики станков – 6 и 12) при помощи спроектированного прямозубого или косозубого обкаточного резца (рисунки 2 и 3).

Изготовим квазиглобoidное колесо $z_1=20$, с углом наклона зуба в горловом сечении $\beta_r=60^\circ$. Нарезаемое зубчатое колесо будет косозубым с переменным углом наклона β . Минимальный угол наклона будет в горловом сечении, т.е. $\beta_{\min}=\beta_r$. Угол наклона определяется конструктором в зависимости от диаметра конструируемого колеса в горловом сечении, а также нормального модуля m_n .



Рисунок 3 – Изготовление квазиглобoidного колеса

Определим геометрические параметры нарезаемых квазиглобoidных зубчатых колес со следующими параметрами: $z_1=20$; $m=1,5$; $\beta=60^\circ$.

В качестве режущего инструмента возьмем прямозубый обкаточный резец с $z_1=68$; $m_n=1,5$.

Высота нарезаемого зуба:

$$h_z = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 1,5 = 3,375 \text{ мм}.$$

Торцовый модуль квазиглобoidного зубчатого колеса:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos 60^\circ} = \frac{1,5}{0,5} = 3 \text{ мм}.$$

Диаметр делительной окружности квазиглобoidного зубчатого колеса в горловом сечении [5]:

$$d_d = m_t \cdot z_2 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр квазиглобoidного зубчатого колеса в горловом сечении:

$$d_a = d_d + 2m_n = 60 + 2 \cdot 1,5 = 63,00 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр квазиглобoidного зубчатого колеса в горловом сечении [6]:

$$d_f = d_d - 2,5m = 60 - 2,5 \cdot 1,5 = 56,25 \text{ мм}.$$

Для нарезания зубьев необходимо настроить гитару деления и по таблицам выбрать сменные шестерни:

$$u_{c.d.} = \frac{k \cdot z_2}{z_1} = \frac{6 \cdot 20}{68} = 1,76$$

где k – характеристика зубофрезерного станка, $k=6$.

Требуется подобрать сменные колеса гитары для передаточного отношения $u_{c.d.}=1,76$. Находим обратную величину $1/u_{c.d.} = 1/1,76 = 0,57$, тогда



Рисунок 4 – Квазиглобoidное колесо с $z_1=20$; $m=1,5$; $\beta=60^\circ$

$$u_{z.d.} = \frac{53 \cdot 95}{41 \cdot 70}$$

На рисунке 4 изображено квазиглобoidное колесо с геометрическими параметрами $z_1=20$; $m=1,5$; $\beta=60^\circ$, изготовленное цилиндрическим обкаточным резцом с параметрами $z_1=68$; $m_r=1,5$.

Обкатка квазиглобoidной червячной зубчатой пары осуществлялась с помощью приспособления к зубофрезерному станку, которое позволяет найти пятно контакта в разработанной зубчатой паре. Схема этого устройства представлена на рисунке 5.

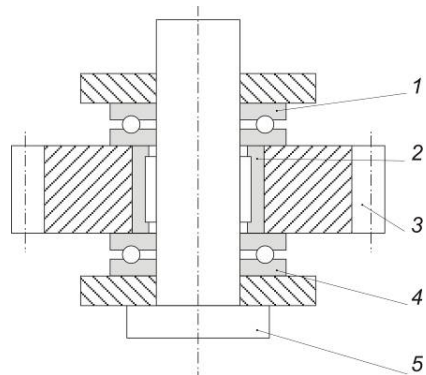


Рисунок 5 – Схема приспособления для обкатки зубчатых колес

Приспособление работает следующим образом: стандартная оправка 5 устанавливается на стол станка, на нее крепятся два упорных шариковых подшипника 1 и 4, между которыми установлен игольчатый подшипник 2, на котором закреплено обкатываемое цилиндрическое прямозубое (или косозубое) зубчатое колесо 3. Квазиглобoidное зубчатое колесо, установленное на инструментальной оправке зубофрезерного станка зацепляется с зубчатым колесом 3, и приводит его в движение (вращение), которое установлено на инструментальной оправке зубофрезерного станка. Поскольку вращение квазиглобoidного и цилиндрического зубчатых колес независимы, то при обкатке зубчатых пар гитару деления зубофрезерного станка настраивать не требуется. С помощью такого приспособления можно обкатывать квазиглобoidные зубчатые пары с любыми габаритами, передаточным отношением, количеством зубьев.

При конструировании квазиглобoidных зубчатых колес на величину пятна контакта будут влиять количество заходов (витков) зубчатых колес, их диаметр, а также передаточное отношение в проектируемой передаче.

При экспериментальном исследовании определения пятна контакта проводилась обкатка зубчатых пар при зацеплении квазиглобoidных зубчатых колес разной геометрии с косозубыми цилиндрическими колесами.

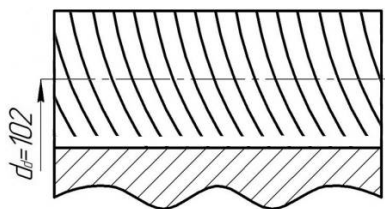
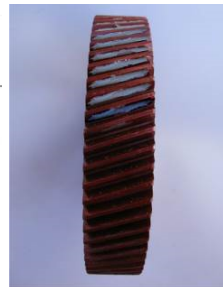


Рисунок 6 – Пятно контакта на зубе парного зубчатого колеса



Теоретическое и экспериментальное пятно контакта в передачах представлены на рисунке 6.

Вывод: Синтезированы квазиглобoidные зубчатые колеса за счет усовершенствования схемы формообразования резанием. Экспериментально получены квазиглобoidные зубчатые передачи, состоящие из квазиглобoidных колес сопрягающиеся с цилиндрическими колесами. Определена площадь суммарного пятна контакта квазиглобoidных зубчатых передач.

Список литературы: 1. Геометрия зв'язаних поверхнь / Равская Н.С., Родин П.Р., Николаенко Т.П., Мельничук П.П., Выготовський Г.Н. – Житомир: ЖИТИ, 2001. – 319с. 2. Калашников С.Н., Калашников А.С. Зубчасті колеса та їх виготовлення. – М.: Машинобудування, 1983. – 264с. 3. Заблонський К.І. Зубчасті передачі. – Киев: Техніка, 2000. – 208с. 4. Вулгаков Е.Б. Узагальнена теорія і проектування. – М.: Машинобудування, 2004. – 264с. 5. Вітренко О.М. Дослідження геометрії і кінематики циліндро-гіперболоїдних передач: Дисс. канд. техн. наук: 01.02.02. – Ворошиловград, 1975. – 214с. 6. Кириченко І.О., Вітренко В.О., Вітренко О.В. Зубчасті передачі на валах, що схрещуються // Міжнародна збірка наукових праць "Прогресивні технології і системи машинобудування". – Донецьк: ДГУ, 2002. – Випуск №19. – С.83-88.

Bibliography (transliterated): 1. Geometry of the attended surfaces / Ravskaya N.S., Rodin P.R., Nikolaenko T.P., Mel'nychuk P.P., Vygotovskiy G.N. – Zhitomir: ZHITI, 2001. – 319p. 2. Kalashnikov S.N., Kalashnikov A.S. Gear-wheels and their making. – Moscow: Engineer, 1983. – 264p. 3. Zablonskiy K.I. Zubchatye transmissions. – it is Kiev: Technique, 1977. – 208p. 4. Vulgakov E.B. The Generalized theory and planning. – Moscow: Engineer, 1974. – 264 p. 5. Vitrenko A.M. The study of geometry and kinematics of hyperboloid cylinder-over-cotages: Diss. candidate. techn. Science 01.02.02. – Voroshilovgrad, 1975. – 214p. 6. Kirichenko I.O., Vitrenko V.O., Vitrenko O.V. Gearing on billows, that skhre-schuyut'sya, // International collection of scientific labours "Progressive technologies and systems of engineer". – it is Donetsk: DGTU, 2002. – No19. – P.83-88.

Поступила (received) 08.04.2015

УДК 681.12.08:534.09

А.В. МАМОНТОВ, старший преподаватель каф. ОТ ХНУРЭ, Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ АВТОРСКОГО И ДОРЕЗОНАНСНОГО МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РОТОРОВ

Приводится оценка метрологической точности авторского способа измерения статической неуравновешенности жестких роторов в сравнении с дорезонансным способом. Выводятся формулы для расчета составляющей относительной погрешности измерения, вызванной линейным трением. Результат анализа свидетельствует о том, что по точности измерения, авторский способ не уступает традиционному дорезонансному способу и может быть реализован на операциях балансировки роторов различных машин и механизмов.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, жесткий ротор, дорезонансный, относительная погрешность, свободные колебания, линейное трение.

Введение. Актуальность задачи. Одной из важных задач в технологии машиностроения по-прежнему остается уравновешивание роторов различных машин и механизмов (балансировка).

В настоящее время существует ряд методов измерения неуравновешенности роторов и широкий спектр реализующих их устройств. Однако все они имеют недостатки, к числу которых относится влияние трения на точность измерения, а также дороговизна и сложность конструкции балансировочного станка. Это снижает эффективность балансировки роторов, что неуклонно ухудшает эксплуатационные характеристики различных машин и механизмов, в состав которых они входят. Этим объясняется *актуальность* задачи.

© А.В. Мамонтов, 2015

Анализ последних исследований и литературы. Существующие методы и средства измерения неуравновешенностей основаны на измерении различных физических величин процесса вынужденных колебаний, возникающих при вращении роторов. Так известны методы, лежащие в основе дорезонансных, резонансных и зарезонансных станков [1-3].

На дорезонансном станке измеряются динамические нагрузки (силы), действующие на опоры ротора при вынужденных колебаниях ротора. Результат измерения зависит от скорости его вращения ротора, сил трения в опорах, жесткости основания станка и внешних помех. Следовательно, точность измерения неуравновешенности также зависит от точности измерения указанных динамических нагрузок и точности поддержания скорости вращения в определенных пределах (в допуске). Также требуется периодическая калибровка станка эталонными роторами.

На резонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в условиях резонанса, которая зависит от трения в системе. Кроме того, требуется постоянство частоты вращения, влияющее на точность измерения неуравновешенности. Следовательно, точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, точности характеристик трения, а также от стабильности частоты вращения.

На зарезонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в податливых (мягких) опорах, которая также зависит от трения. Требуется калибровка станка для каждого типа ротора, а в отдельных случаях, для каждого ротора в отдельности. Точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, а также от точности характеристик трения.

Общими недостатками этих методов и средств является существенное влияние трения на измеряемую величину, обуславливающее погрешность измерения, а также сложность и высокая стоимость оборудования.

Кроме того известны способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов [4-8], разработчиком которых является автор данной статьи (в соавторстве). Способ основан на измерении собственных частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму, с последующим расчетом величины дисбаланса и его угла. В сравнении с традиционными способами измерения статической неуравновешенности роторов данный способ обладает меньшим влиянием трения в опорах и внешних помех на измеряемые величины.

Цель статьи. Для практической реализации предложенного способа необходимо продемонстрировать возможность достижения более высокой точности измерения в сравнении с рассмотренными аналогами. Целью статьи является доказательство и демонстрация возможности достижения более высокой точности измерения предложенного (авторского) способа в сравнении с традиционным (дорезонансным) способом, на котором основана работа дорезонансных балансировочных станков.

Постановка задачи. Конструкции устройств, с помощью которых реализованы описанные методы, представляют собой механические колебательные системы. Точность измерения статической неуравновешенности в любом из них ограничена рядом факторов, к числу которых относится трение в системе. В данной задаче будем рассматривать модель линейного трения и его влияние на точность измерения. Необходимо вывести математические формулы

зависимости относительной погрешности измерения дисбаланса ротора от коэффициента затухания для дорезонансного (традиционного) и авторского способов. Получив искомые зависимости, необходимо представить их графическую интерпретацию, которая позволит наглядно продемонстрировать эффективность авторского метода.

Материалы исследования. Упрощенная схема дорезонансного балансировочного станка приведена на рисунке 1,а. Для определения статической неуравновешенности ротор 1 раскручивают до определенной скорости вращения ω и измеряют динамическую нагрузку F_{OCH} , вызванную наличием неуравновешенной массы 2 и передаваемую основанию с помощью упругих опор 3. Элементами 4 условно обозначено наличие линейного трения в системе.

Величина дисбаланса может быть рассчитана по формуле (1). Она может быть измерена динамометром со шкалой, проградуированной в единицах дисбаланса ($г \times мм$), в основе чего также лежит формула (1).

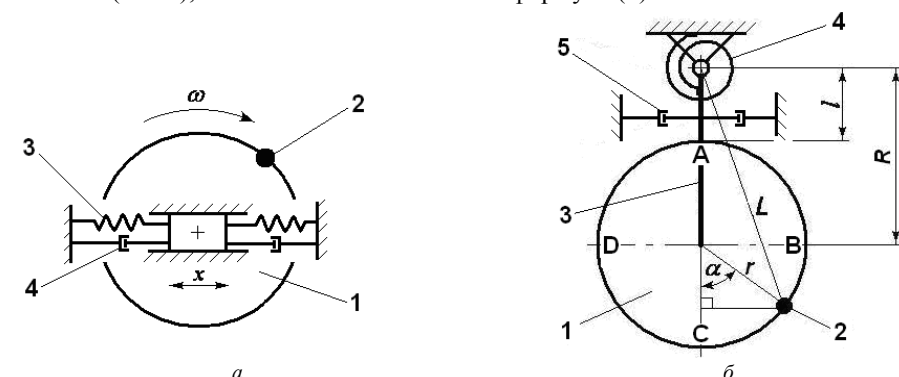


Рисунок 1 – Упрощенные схемы балансировочных станков с учетом трения: а – дорезонансного (вид сбоку); б – авторского (вид сверху)

$$D_1(\xi) = \frac{F_{OCH}}{\mu_\xi \omega^2}, \quad (1) \quad \mu_\xi = \frac{1 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}, \quad (2) \quad \xi = \frac{h}{h_{KP}} = \frac{h}{2\sqrt{kM}}, \quad (3)$$

где F_{OCH} – максимальное значение силы, передаваемой основанию и измеренной динамометром; μ_ξ – коэффициент передачи силы; ξ – относительный коэффициент затухания; ω – угловая скорость вращения ротора; M – масса колеблющейся части системы; k – коэффициент жесткости упругих элементов 3; h – коэффициент линейного трения; h_{KP} – коэффициент критического трения [9].

Таким образом, величина дисбаланса является функцией нескольких косвенно измеряемых величин, входящих в уравнения (1...3). В общем случае максимальная относительная погрешность величины $y(x_1...x_n)$, которая является функцией нескольких переменных, может быть рассчитана с помощью частных производных [10]

$$\left(\frac{\Delta y}{y}\right)_{\max} \cdot 100\% = \left[\left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \frac{\Delta x_1}{y} \right| + \dots + \left| \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \frac{\Delta x_{nl}}{y} \right| \right] \cdot 100\%. \quad (4)$$

Рассмотрим одну из составляющих относительной погрешности дисбаланса на дорезонансном станке, вызванную линейным трением:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1\xi} &= \frac{\partial D_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \times 100\% = \frac{F_{OCH} M \xi \left[1 - \left(1 - \frac{\omega^2 M}{k} \right)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k} \right)^2 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{F_{OCH} M \xi \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \frac{\xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{n^2}{|1 - n^2|} \cdot \frac{\xi^2 \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{\sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot 100\%, \end{aligned} \quad (5)$$

$$n = \frac{\omega}{\sqrt{k/M}}, \quad (6)$$

где n – относительная частота колебаний.

На рисунках 2,а и 2,б показаны трехмерные графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$, построенные в разных интервалах значений аргументов (Mathcad). Графики отражают типовую резонансную характеристику колебательной системы, при которой влияние трения резко возрастает на резонансной частоте.

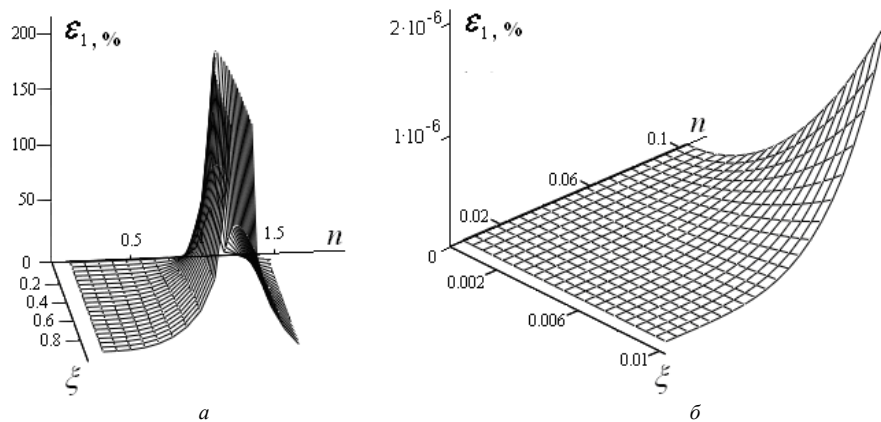


Рисунок 2 – Графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$:
а – $\xi=0,0 \dots 1,0$; б – $\xi=0,0 \dots 0,01$;

Рассмотрим упрощенную схему станка (устройства), предложенного автором, (см. рисунок 1,б). Ротор 1 с неуравновешенной массой 2 установлен на маятниковой раме 3 с возможностью поворота вокруг своей оси и фиксации в четырех положениях А, В, С, D, отличающихся друг от друга поворотом ротора на 90° . Рама 3 подпружинена упругим элементом 4 (торсионом). Наличие линейного трения в системе обозначено элементами 5. Определение дисбаланса и его угла делается расчетным путем с помощью частот свободных колебаний системы, измеренных в четырех положениях ротора.

$$D_2 = m_{НЕУР} r = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2} \right)^2}, \quad (7)$$

где $m_{НЕУР}$ – величина неуравновешенной массы; r – радиус (эксцентриситет); G – коэффициент жесткости упругого элемента 4; $\omega_A, \omega_B, \omega_C, \omega_D$ – частоты свободных колебаний системы, измеренные при соответствующих положениях ротора 1.

Аналогично найдем составляющую относительной погрешности дисбаланса, вызванную линейным трением, для авторского устройства. Как известно, частота свободных затухающих колебаний механической колебательной системы с линейным трением равна [11, 12]

$$\omega_\xi = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2}, \quad (8)$$

где ω_0 – циклическая частота свободных колебаний без трения. С учетом этого выражение (7) запишется следующим образом:

$$D_2(\xi) = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2} \right)^2}. \quad (9)$$

Составляющая относительной погрешности дисбаланса, вызванная линейным трением для этого случая будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{2\xi} &= \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \times 100\% = \\ &= \frac{25G\xi^2}{R} \cdot f_1^{-1/2}(\xi) \cdot [f_2(\xi) \cdot (f_4^2(\xi) - f_5^2(\xi)) + f_3(\xi) \cdot (f_6^2(\xi) - f_7^2(\xi))]; \quad (10) \\ f_1(\xi) &= f_2^2(\xi) + f_3^2(\xi); \quad (11) \quad f_2(\xi) = f_4(\xi) + f_5(\xi); \quad (12) \quad f_3(\xi) = f_6(\xi) + f_7(\xi); \quad (13) \\ f_4(\xi) &= \frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2}; \quad (14) \quad f_5(\xi) = \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}; \quad (15) \\ f_6(\xi) &= \frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2}; \quad (16) \quad f_7(\xi) = \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}. \quad (17) \end{aligned}$$

На рисунке 3 показан график зависимости $\varepsilon_2(\xi)$, построенный в среде Mathcad.

Результаты исследования. В ходе исследования были выведены формулы для расчета составляющей относительной погрешности дисбаланса, вызванной линейным трением, для дорезонансного и авторского способов. Также

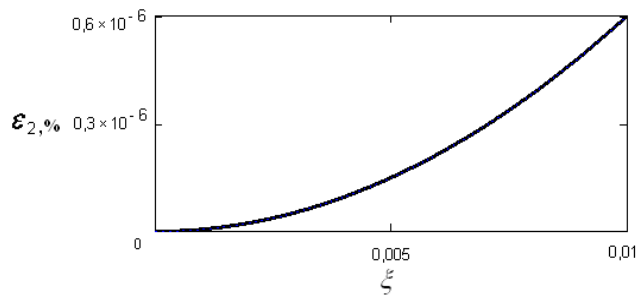


Рисунок 3 – График зависимости $\varepsilon_2(\xi)$

были получены расчетные данные в виде графиков, наглядно свидетельствующие об эффективности авторского способа.

Выводы. В результате анализа эффективности традиционных способов и средств измерения статической неуравновешенности роторов стала очевидной необходимость дальнейших исследований в этом направлении. Для этого автором данной статьи ранее были разработаны и защищены патентами (в соавторстве) способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов. Для практической реализации указанных разработок понадобилась оценка метрологической точности авторского метода и наглядная иллюстрация ее результатов. При сравнении графиков на рисунках 2, б и 3, видно, что составляющая относительной погрешности вследствие линейного трения при значении $\xi=0,01$ примерно в три раза меньше. Это свидетельствует о большей точности авторского метода.

Научная новизна заключается в получении формул для расчета составляющей относительной погрешности дисбаланса с помощью частных производных для дорезонансного и авторского способов, вызванной линейным трением.

Практическая значимость данной работы заключается в подтверждении возможности создания более точного и простого в изготовлении и обслуживании оборудования для определения статической неуравновешенности роторов.

Список литературы: 1. Теория и конструкция балансировочных машин / Под ред. проф. В.А. Шепетильникова. – М.: Mashgiz, 1963. – 443с. 2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639с. 3. Незаразрушающий контроль: Справочник. Т.7 / Под общ. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 2005. – 829с. 4. Мамонтов А.В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования. // Радиоэлектроника и информатика": Научно-технический журнал. – Харьков, 2002. – Вып.3. – С.68-70. 5. А.С. №1825996 G01M1/10. 6. Патент Украины №38863 G01M1/00. 7. Патент Украины №39118 G01M1/00. 8. Патент Украины №70504 G01M1/10. 9. Суровцев Ю.А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Сов. Радио, 1974. – 175с. 10. Сергеев А.Г. Метрология: Учебник. – М.: Логос, 2005. – 272с. 11. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть II. Динамика. – М.: Высшая школа, 1984. – 423с. 12. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 255с.

Bibliography (transliterated): 1. Teorija i konstrukcija balansirovochnyh mashin / Pod red. prof. V.A. Shhepetil'nikova. – Moscow: Mashgiz, 1963. – 443p. 2. Artobolevskij I.I. Teorija mehanizmov i mashin. – M.: Nauka, 1988. – 639p. 3. Nezazrushajushhij kontrol': Spravochnik. Vol.7 / Pod obshh. red. V.V. Kljujeva. – M.: Mashinostroyeniye, 2005. – 829p. 4. Mamontov A.V. Metody vibrodiagnostiki neuravnovesennyh rotorov dlja snizheniya vibracii i shuma proizvodstvennogo oborudovaniya // Radioelektronika i informatika": Nauchno-technicheskij zhurnal. – Kharkov, 2002. – Vol.3. – P. 68-70. 5. A.S. No1825996 G01 M1/10. 6. Patent Ukrainy No 38863 G01M1/00. 7. Patent Ukrainy No 39118 G01M1/00. 8. Patent Ukrainy No70504 G01M1/10. 9. Surovcev Yu.A. Amortizacija radioelektronnoj apparatury. – Moscow: Sov. Radio, 1974. – 175p. 10. Sergeev A.G. Metrologija: Uchebnik. – Moscow: Logos, 2005. – 272p. 11. Jablonskij A.A. Kurs teoreticheskoy mehaniki. Chast' II. Dinamika. – Moscow: Vysshaya shkola, 1984. – 423p. 12. Panovko Ja.G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebanij. – Moscow: Nauka, 1991. – 255p.

Поступила (received) 15.01.2015

УДК 621.83

М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ГВУЗ ПГТУ, Мариуполь;
Я.О. ГОРДИЕНКО, аспирант каф. ТМ ГВУЗ ПГТУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОЭКОНОМИЧНЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В данной статье на основе анализа работ по волновым передачам с телами качения, а так же выполненных аналитических и экспериментальных исследований предложена методика по оптимизации основных конструктивных параметров данных передач по критерию минимизации массогабаритных параметров. Приведены зависимости, учитывающие влияние кривизны дорожек и тел качения, угла нутации и угла наклона фронта периодической дорожки качения на величины возникающих напряжений в процессе передачи вращающего момента.

Ключевые слова: волновая передача, главные кривизны, периодическая дорожка качения, тело качения, угол нутации, оптимизация, прецессия.

Актуальность задачи. Повышение качества и надежности машин и механизмов при одновременном уменьшении их массогабаритных параметров и повышении экономичности является основной задачей современного машиностроения [1].

Известно, что волновые передачи с телами качения являются наиболее экономичной разновидностью волновых передач по массогабаритным параметрам и КПД. Это достигается заменой зубчатого зацепления шаровым, практически исключая трение скольжения и повышающим КПД и надежность передачи за счет исключения гибких звеньев. В связи с этим актуальна разработка и оптимизация высокоэкономичных приводов с использованием волновых передаточных механизмов с телами качения.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка общего подхода к оптимизации основных конструктивных параметров волновых прецессионных передач с телами качения для снижения массогабаритных параметров передаточных механизмов.

Материалы исследований. Конструкции волновых прецессионных передач с телами качения, их основные элементы и принцип работы представлены в [2-3]. Принятые термины и обозначения для рассматриваемых передаточных механизмов описаны в [4].

Важным конструктивным параметром передачи, определяющим геометрию её основных звеньев и условия работы тел качения в зацеплении, является угол нутации β . Фактически угол нутации определяет траекторию периодических дорожек качения (ПДК), выполненных на основных звеньях передачи, вдоль которых перемещаются тела качения (ТК). На рисунке 1 видно, что угол нутации β для точек, совершающих прецессионное движение с нутацией, фактически определяет амплитуду A траектории кривой на сферической поверхности. На рисунке изображены три траектории ПДК с одинаковыми периодами T и базовыми диаметрами D_b , но разными углами нутации β .

Величина угла нутации ПДК должна обеспечить равномерное движение тел качения вдоль ПДК, с минимальным проскальзыванием и без заклинивания.

Угол нутации является так же фактическим углом наклона прецессионного колеса и должен обеспечить величину угла θ наклона двух сопряженных

© М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко, 2015

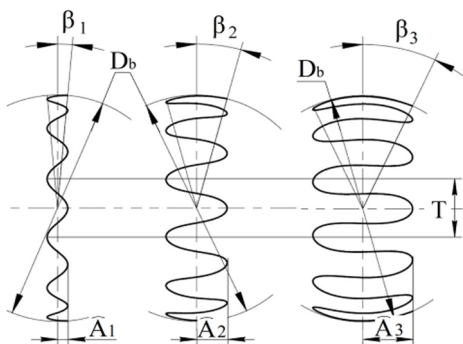


Рисунок 1 – Зависимость траектории ПДК от угла нутации β

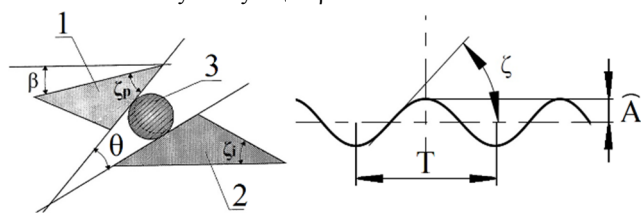


Рисунок 2 – Связь угла нутации прецессионного колеса β , углов наклона фронтов ПДК ζ_p и ζ_i и угла между дорожками качения в месте контакта с шариком θ :

1 – прецессионное колесо; 2 – промежуточное колесо; 3 – шарик

ПДК. В свою очередь число периодов ПДК определяются из необходимой кинематики передачи, т.е. выбирается для обеспечения необходимого передаточного числа, и не может быть изменено для конкретной передачи. Поэтому всю регулировку необходимо осуществить только изменением амплитуды ПДК, которая напрямую связана с углом нутации β .

Помимо условия незаклинивания тел качения согласно исследованиям [6] оптимальная величина углов ζ_p и ζ_i для механизмов, работающих в режиме редуктора, составляет 45° , что обеспечивает равномерность движения тел качения вдоль дорожек. Зная необходимую величину углов ζ_p и ζ_i , определим соответствующий им угол нутации передачи β .

Для этого воспользуемся функциями, определяющими траекторию ПДК. Параметрическое задание ПДК одноступенчатой ВППТК имеет вид:

$$\begin{aligned} x(\alpha) &= (\cos\alpha \cdot \sin\gamma - \sin\alpha \cdot \cos\gamma \cdot \cos\beta) \cdot D_b; \\ y(\alpha) &= (\sin\alpha \cdot \sin\gamma - \cos\alpha \cdot \cos\gamma \cdot \cos\beta) \cdot D_b; \\ z(\alpha) &= \cos\gamma \cdot \sin\beta \cdot D_b, \end{aligned} \quad (2)$$

где α – угол прецессии, $\alpha = [0..(2z \pm 2)\pi]$, град; β – угол нутации, град; γ – угол собственного вращения, $\gamma = \alpha z / (z \pm 1)$, град; D_b – базовый диаметр – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория движения центров тел качения (шариков) передачи, мм;

Если через ζ_x , ζ_y , ζ_z обозначить углы, составленные касательной к ПДК с осями координат (рисунок 3), то направляющие косинусы $\cos\zeta_x$, $\cos\zeta_y$, $\cos\zeta_z$ вы-

ПДК прецессионного и промежуточного колес в месте контакта с шариком меньшей или равной углу заклинивания тел качения. Согласно исследованиям [5] величина этого угла должна быть в пределах 0,1-10 градусов.

Угол θ наклона ПДК колес друг к другу, как видно на рисунке 2, зависит от углов ζ_p и ζ_i . Это углы наклона фронтов ПДК к экваториальным линиям прецессионного и промежуточного колес соответственно. Он так же зависит от угла наклона β (угла нутации) прецессионного колеса,

$$\theta = \zeta_p - \zeta_i + \beta. \quad (1)$$

В общем случае углы ζ_p и ζ_i зависят от амплитуд и от числа периодов ПДК. Следовательно, регулировать угол θ можно изменением амплитуд ПДК, либо изменяя число периодов

разытятся по следующим зависимостям [7]:

$$\cos\zeta_x = x'/\pm\sqrt{x'^2+y'^2+z'^2}; \cos\zeta_y = y'/\pm\sqrt{x'^2+y'^2+z'^2}; \cos\zeta_z = z'/\pm\sqrt{x'^2+y'^2+z'^2}, \quad (3)$$

где $x=x(\alpha)$; $y=y(\alpha)$; $z=z(\alpha)$ – координаты точек ПДК.

Направляющие косинусы это косинусы углов, которые образует вектор касательной к ПДК с положительными полуосями координат. Выбор определенного знака перед радикалом отвечает выбору определенного направления касательной.

Теперь для определения искомых углов ζ_p и ζ_i используем поворот системы координат. Новую повернутую систему координат расположим таким образом, что бы касательная к ПДК лежала в плоскости ZOХ, для этого выполним поворот существующей системы координат вокруг оси Z. Для поворота системы координат воспользуемся матрицей поворота [7]:

$$\begin{pmatrix} x_n \\ y_n \\ z_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\Delta\zeta & -\sin\Delta\zeta & 0 \\ \sin\Delta\zeta & \cos\Delta\zeta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где x_n, y_n, z_n – значение координат в новой системе координат; $\Delta\zeta$ – угол поворота новой системы координат вокруг оси Z исходной системы координат.

По приведенным зависимостям рассчитаны углы нутации траекторий ПДК с числом периодов от 10 до 100, что позволяет охватить передаточные числа 4,5 до 50,5 для одноступенчатых передач и от 55 до 4950 для двухступенчатых.

На рисунке 4 приведен результирующий график изменения угла нутации передачи в зависимости от числа периодов при оптимальных значениях углов наклона фронтов ПДК ζ_p или ζ_i равных 45° .

Фактически мы имеем для каждого значения количества периодов ПДК, которые определяют передаточное число механизма, единственную конкретную величину угла нутации, которая обеспечивает заданные углы наклона фронта ПДК и удовлетворяет условию незаклинивания ТК.

В различных исследованиях, опубликованных ранее разными авторами [5-6, 8], фигурировала рекомендуемая величина угла нутации от 0,2 до 15 градусов, но не было приведено конкретной методики по его выбору. Согласно предложенной нами методике выбора угла нутации его величина может составлять от 0,2 до 5,5 градусов, уменьшаясь с ростом числа периодов в передаче, и эта величина имеет четкую зависимость от числа периодов ПДК. Такой подход к выбору угла нутации позволяет обеспечить равные условия работы тел качения при любом числе периодов ПДК.

Так как в зацеплении находятся колеса с различным числом периодов ПДК, а угол нутации у сопряженной пары колес должен быть одинаковым – величину угла нутации необходимо выбирать по количеству тел качения в зацеплении.

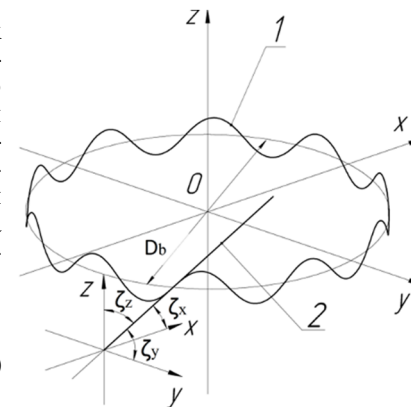


Рисунок 3 – Касательная к ПДК и направляющие косинусы вектора касательной к ПДК:
1 – периодическая дорожка качения;
2 – касательная к ПДК

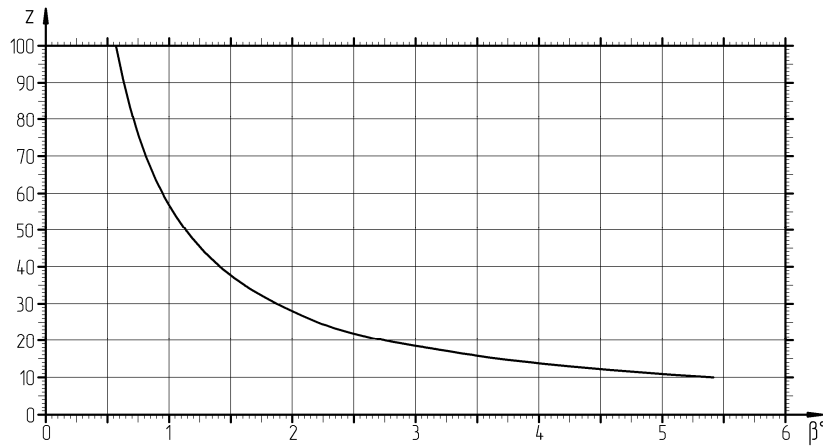


Рисунок 4 – График зависимости угла нутации от числа периодов ПДК

Основной составной частью прочностного расчета ВППТК является определение контактных напряжений, возникающих в процессе работы механизма при контакте ТК с ПДК [9]. Нагрузки, воспринимаемые прецессионным и промежуточным колесами, передаются от одного звена к другому через ТК, находящиеся в постоянном контакте с ПДК, выполненными на указанных звеньях механизма. Определение контактных напряжений согласно теории Герца невозможно без определения величины главных кривизн контактирующих поверхностей, ПДК и ТК.

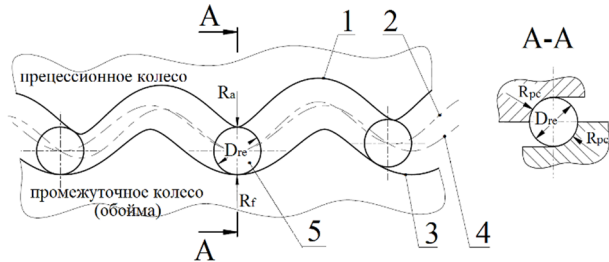


Рисунок 5 – Схема контакта ПДК и ТК:
1 – профиль ПДК прецессионного колеса; 2 – траектория ПДК прецессионного колеса; 3 – профиль ПДК промежуточного колеса (обоймы); 4 – траектория ПДК промежуточного колеса (обоймы); 5 – тело качения (шарик); D_{re} – диаметр шарика, R_{pc} – радиус производящей фрезы; R_a – радиус кривизны вершины ПДК; R_f – радиус кривизны впадины ПДК

каж представляет особый практический интерес.

R_a и R_{pc} – являются радиусами главных кривизн ПДК, а $D_{re}/2$ – радиусом главной кривизны тела качения (шарика).

На рисунке 6 изображены радиусы кривизны траектории ПДК, которая является траекторией движения производящей фрезы при нарезании дорожки качения.

Радиус кривизны ПДК в продольном сечении связан с радиусом кривизны траектории ПДК следующими зависимостями:

$$R_a = R_{\min} - R_{pc}; \quad (5) \quad R_f = R_{\min} + R_{pc}. \quad (6)$$

Радиус производящей фрезы, согласно [9] определяется по формуле:

$$R_{pc} = 0,51 \cdot D_{re}, \quad (7)$$

На кривизну траектории ПДК оказывает влияние ряд параметров: число периодов ПДК, величина угла нутации, величина базового диаметра. Расчет оптимального угла нутации, описанный выше, позволил нам ограничить величину угла нутации до одного конкретного значения для каждого числа периодов ПДК, что значительно упрощает последующие расчеты.

Радиус кривизны траектории ПДК в i -й точке определяется как:

$$R_i = 1/p_i, \quad (8)$$

где p_i – кривизна траектории ПДК в i -й точке, мм.

Кривизна траектории ПДК в любой точке определяется по формуле [7]:

$$p_i = \frac{\sqrt{\begin{vmatrix} y' & z' \\ y'' & z'' \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} z' & x' \\ z'' & x'' \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} x' & y' \\ x'' & y'' \end{vmatrix}^2}}{\sqrt{(x'^2 + y'^2 + z'^2)^3}}, \quad (9)$$

где x', y', z' и x'', y'', z'' – соответственно первая и вторая производная координат i -й точки ПДК, мм.

Так как приведенная зависимость для расчета кривизны траектории ПДК довольно сложная для практических расчетов, нами на основе аналитических расчетов была выведена графическая зависимость для определения радиуса кривизны ПДК в зависимости от количества периодов ПДК при оптимальном угле нутации. Что позволяет значительно снизить временные затраты на расчет данной величины.

На рисунке 7 приведена величина радиуса кривизны траектории ПДК в за-

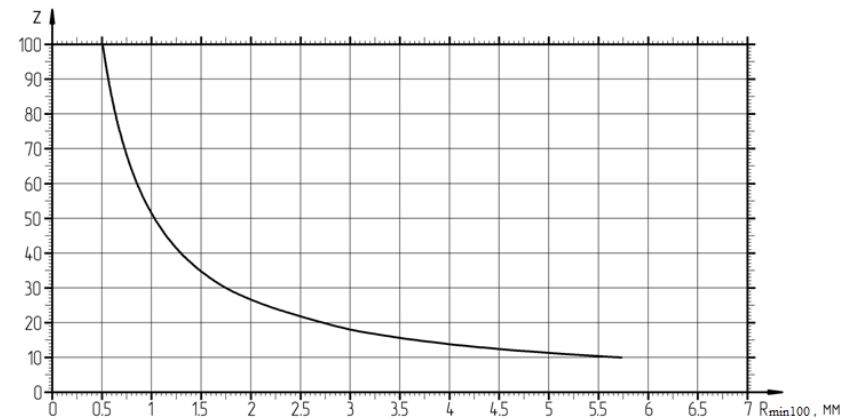


Рисунок 7 – График зависимости радиуса кривизны траектории ПДК от числа периодов ПДК при $D_b=100$

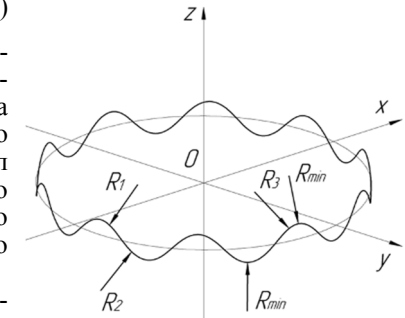


Рисунок 6 – Радиусы кривизны траектории ПДК

висимости от числа периодов ПДК при базовом диаметре передачи 100мм. Радиус кривизны траектории ПДК находится в прямой зависимости от величины базового диаметра, т.е. с увеличением базового диаметра пропорционально увеличивается радиус кривизны ПДК. И приведенные данные могут использоваться для расчета передач с любым базовым диаметром пересчетом по формуле:

$$R_{\min} = \frac{R_{\min 100}}{100} \cdot D_b. \quad (9)$$

Уменьшая или увеличивая радиус кривизны траектории ПДК при неизменном диаметре шарика, мы можем соответственно уменьшать или увеличивать контактные напряжения и, следовательно, несущую способность передачи, что непосредственно сказывается на её габаритных размерах, массе и работоспособности механизма.

Для определения оптимального отношения радиуса кривизны ПДК и диаметра ТК ($k_a = R_a/D_{re}$) вычислим согласно теории Герца величину контактных напряжений для различных соотношений радиуса ПДК и диаметра ТК. Зависимости для определения увеличены контактных напряжений при различных соотношениях радиуса кривизны ПДК и диаметра ТК приведены в [9].

В качестве критерия оптимизации принимаем минимальные контактные напряжения, возникающие при контакте ПДК и ТК. Минимизация контактных напряжений позволит снизить массогабаритные показатели механизма, и, следовательно, повысить его экономические показатели.

В качестве исходных данных для расчета принимаем: $D_b=100$ мм; усилие, приложенное к телу качения $F=12,5$ Н. На рисунке 8 представлены графики за-

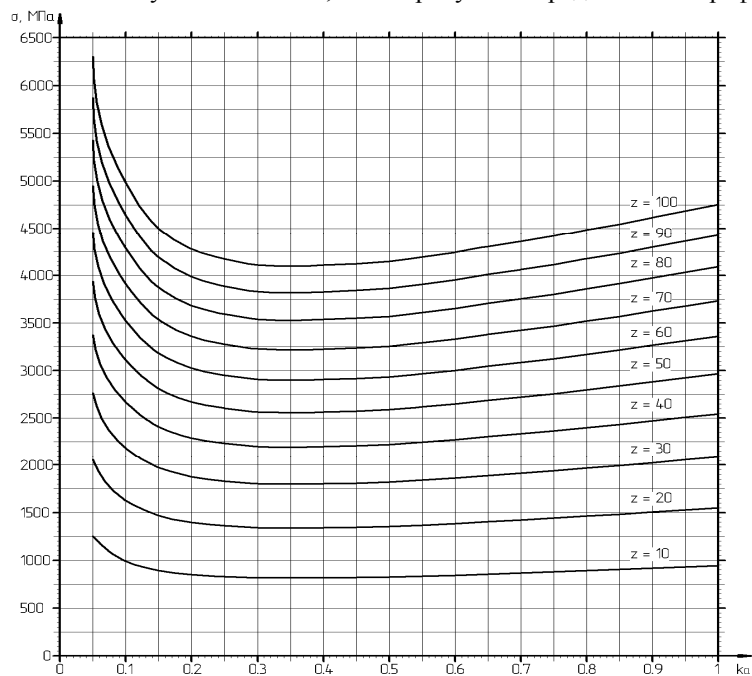


Рисунок 8 – Графики зависимости контактных напряжений от соотношения радиуса кривизны ПДК и диаметра ТК

висимости величины контактных напряжений при различных соотношениях радиуса кривизны k_a ПДК и диаметра ТК для чисел периодов ПДК от 10 до 100.

Из представленного графика видно, что минимальные напряжения, при неизменном базовом диаметре и постоянной нагрузке будут при $k_a=0,35$. Это является оптимальным соотношением, позволяющим максимально минимизировать массогабаритные размеры передаточного механизма при сохранении его несущей способности. Представленные зависимости ранее не исследовались для ВППТК что является новизной и призвано повысить эффективность и экономичность вновь разрабатываемых передач.

Определим отношение напряжений при различных величинах k_a к минимальным контактным напряжениям при $k_a=0,35$:

$$k_r = \frac{\sigma_i}{\sigma_{\min}}, \quad (10)$$

где σ_i – напряжения при различных значениях $k_a \in [0,05; 1]$; σ_{\min} – минимальные контактные напряжения, соответствующие $k_a=0,35$.

На рисунке 9 представлен график изменения коэффициента k_r в зависимости от соотношения k_a .

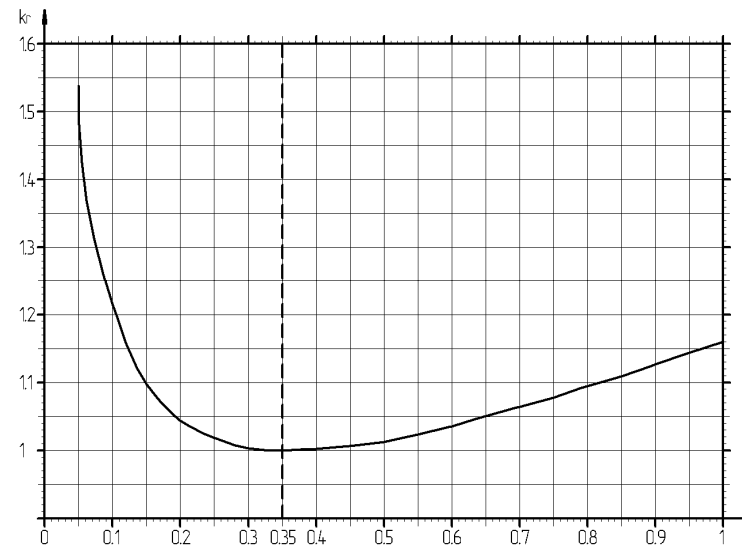


Рисунок 9 – Графики зависимости коэффициента k_r от соотношения радиуса кривизны ПДК и диаметра ТК

Из рисунка видно, что при величине значений коэффициента k_a от 0,22 до 0,61 величина контактных напряжений изменяется незначительно, в пределах 3%, что позволяет конструктору округлять полученные расчетные значения ТК до ближайших стандартных типоразмеров, без существенного влияния на величину контактных напряжений.

Выводы:

1. В результате проведенных аналитических исследований определена оптимальная величина угла нутации передачи, обеспечивающая равномерное,

без заклинивания, движение тех качения вдоль дорожек качения. Диапазон охватываемых передаточных чисел от 4.5 до 4950.

2. Определено оптимальное соотношение кривизны ПДК и ТК, которое позволяет минимизировать массогабаритные параметры механизма, без снижения его несущей способности. Рассчитанная величина этого соотношения комплексно учитывает влияние всех геометрических параметров передачи: угла нутации, кривизны ПДК, угла наклона фронта ПДК, числе периодов ПДК.

3. Представленные результаты исследований позволяют существенно оптимизировать ВППТК по критериям минимальных массогабаритных параметров и контактных напряжений.

Список литературы: 1. *Маргулис М.В.* Пути совершенствования приводов машин различного назначения / *М.В. Маргулис* // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2000. – Вып.10. – С.133-138. 2. *Маргулис М.В.* Разработка новых волновых прецессионных передач с телами качения / *М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко* // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2013. – Вып.26. – С.161-168. 3. *Маргулис М.В.* Разработка рациональной конструкции одноступенчатой волновой передачи с телами качения / *М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко* // Защита металлургических машин от поломок: сборник научных работ / ПГТУ. – Мариуполь, 2013. – Вып.15. – С.114-117. 4. *Маргулис М.В.* Корригирование профиля поперечного сечения периодических дорожек качения волновых прецессионных передач с телами качения / *М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко* // Вісник Національного Технічного Університету "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – 2014. – Вип.31. – С.104-111. 5. Пат. 2267673 RU, МПК F16H25/06. Передающий узел с качающейся шайбой (варианты) и дифференциальный преобразователь скорости на его основе (варианты) / *Становской В.В., Ремнева Т.А.*: заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество "Томские трансмиссионные системы"; заявл. 13.11.2001; опубл. 22.05.2003. 6. *Бостан И.А.* Зацепление для прецессионных передач / *И.А. Бостан.* – Кишинев: Штиинца, 1988. – 132с. 7. *Корн Г.А.* Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / *Г.А. Корн, Т.М. Корн.* – М., 1974. – 832с. 8. *Маргулис М.В.* Методика определения основных параметров силовой волновой передачи с промежуточными телами качения / *М.В. Маргулис, А.С. Шайда* // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2008. – Вып.18. – С.130-134. 9. *Маргулис М.В.* Анализ напряженно-деформированного состояния основных звеньев волновых прецессионных передач с телами качения в процессе передачи рабочих нагрузок / *М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко* // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2013. – Вып.27. – С.148-158.

Bibliography (transliterated): 1. *Margulis M.V.* Puti sovershenstvovaniya privodov mashin razlichnogo naznacheniya / *M.V. Margulis* // Vestnik Priazovskogo gos. tehn. un-ta. Seriya: Tehn. nauki. – 2000. – Vol.10. – P.133-138. 2. *Margulis M.V.* Razrabotka novykh volnovykh precessiionnykh peredach s telami kachenija / *M.V. Margulis, Ja.O. Gordienko* // Vestnik Priazovskogo gos. tehn. un-ta. Seriya: Tehn. nauki. – 2013. – Vol.26. – P.161-168. 3. *Margulis M.V.* Razrabotka racional'noj konstrukcii odnostupenchatoj volnovoј peredachi s telami kachenija / *M.V. Margulis, Ja.O. Gordienko* // Zashhita metallurgicheskikh mashin ot polomok: sbornik nauchnykh rabot / PGTU. – Mariupol', 2013. – Vol.15. – P.114-117. 4. *Margulis M.V.* Korrigirovanie profilja poperechnogo sechenija periodicheskikh dorozhek kachenija volnovykh precessiionnykh peredach s telami kachenija / *M.V. Margulis, Ja.O. Gordienko* // Visnik Nacional'nogo Tehnichnogo Universitetu "KhPI". Serija: Problemi mehanichnogo privodu. – 2014. – Vol.31. – P.104-111. 5. Pat. 2267673 RU, MPK F16H25/06. Peredajushhij uzел s kachaju-shhejsja shajboј (varianty) i differencial'nyj preobrazovatel' skorosti na ego osnove (varianty) / *Stanovskoj V.V., Remneva T.A.*; zaya-vitel' i patentoobladatel' Zakrytoe akcionerное obshhestvo "Tomskie transmisionnye sistemy"; zaya-vl. 13.11.2001; opubl. 22.05.2003. 6. *Bostan I.A.* Zaceplenie dlja precessiionnykh peredach / *I.A. Bostan.* – Kishinev: Shtiinca, 1988. – 132p. 7. *Korn G.A.* Spravochnik po matematike (dlja nauchnykh rabotnikov i inzhinerov) / *G.A. Korn, T.M. Korn.* – Moscow, 1974. – 832p. 8. *Margulis M.V.* Metodika opredelenija osnovnykh parametrov silovoj volnovoј peredachi s promezhutochnymi telami kachenija / *M.V. Margulis, A.S. Shajda* // Vestnik Priazovskogo gos. tehn. un-ta. Serija: Tehn. nauki. – 2008. – Vol.18. – P.130-134. 9. *Margulis M.V.* Analiz naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija osnovnykh zven'ev volnovykh precessiionnykh peredach s telami kachenija v processe peredachi rabochih nagruzok / *M.V. Margulis, Ja.O. Gordienko* // Vestnik Priazovskogo gos. tehn. un-ta. Serija: Tehn. nauki. – 2013. – Vol.27. – P.148-158.

Поступила (received) 18.04.2015

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, главный конструктор-директор ГП "ХАКБ", Харьков;
Ю.В. ШАРАБАН, заместитель главного конструктора, ГП "ХАКБ";
А.В. ШЕХОВ, старший преподаватель каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем НАКУ "ХАИ", Харьков;
В.Т. АБРАМОВ, к.т.н., доцент каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем НАКУ "ХАИ"

ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МАССЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $2 \times AI$ ИЗ УСЛОВИЯ КОНТАКТНОЙ РАВНОПРОЧНОСТИ

Приведено исследование зависимости оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times AI$ от выбора его конструктивных свойств. Конструктивные свойства задают числовыми значениями коэффициентов, которые определяют свойства целевой функции минимизации массы механизма. Минимум массы конструкции находят из условия контактной равнопрочности зубчатых зацеплений. Оценка несущей способности конструкции механизма учитывает различные варианты исполнения его конструкции. Вариант исполнения конструкции механизма определяет вид целевой функции минимизации его массы. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма, связанная с реализацией получаемых теоретических значений передаточного отношения одной ступени механизма.

Ключевые слова: планетарный механизм типа AI , несущая способность, конструкция оптимальная по массе, аналог массы, контактная равнопрочность зубчатых зацеплений.

Введение. Актуальность задачи. Практика проектирования и создания приводов систем управления летательных аппаратов показывает, что требования обеспечения наименьшей массы конструкции привода и требование к его нагрузочной способности могут быть противоречивыми. Устранение противоречия может быть выполнено двумя различными подходами. При первом подходе критерий минимума массы считается основным, а оценка несущей способности выполняется по найденным параметрам оптимальной по массе конструкции. Полученная таким образом оценка несущей способности привода будет принята за требуемое значение данного параметра его конструкции. Для второго подхода условие обеспечение заданной несущей способности учитывается при оптимизации массы конструкции привода. Оба подхода имеют свои плюсы и минусы. Поэтому оценка несущей способности конструкции вышеназванных приводов, имеющих минимальную массу, является актуальной задачей.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-4]. Однако в этих работах не рассматриваются вопросы оценки несущей способности этих механизмов применительно к их оптимальным конструкциям. В работах [5-6] рассмотрены методики оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции многоступенчатых планетарных механизмов типа $2 \times AI$. Эти методики можно отнести к первому типу подходов решения вышеназванной проблемы. В отмеченных работах не уделено внимание достаточному анализу получаемых оценок и их зависимостей от принимаемых параметров конструкций приводов.

Цель статьи. Исследование зависимости оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции двухступенчатого планетарного механизма

© В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов, 2015

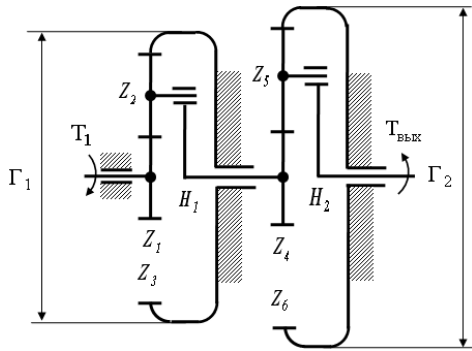


Рисунок 1 – Схема двухступенчатого планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$

В работах [1-4] рассмотрены подходы по определению общей массы многоступенчатого планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$. На основе этих подходов аналог массы \overline{M}_{H2} планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ при расчете на контактную прочность определим в виде

$$\overline{M}_{H2} = \frac{u_1}{k_1 U_{\Sigma} (u_1 - 2)} (A_1 + A_2 B_2) = \frac{u_1}{k_1 U_{\Sigma} (u_1 - 2)} \left(\sum_{i=1}^2 (A_i B_i) \right), \quad (1)$$

где i – номер ступени механизма; $A_i = 1 + S_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4}$, $B_i = \frac{\rho_{3i-2} b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$ –

безразмерные коэффициенты; ρ_{3i-2} , b_{3i-2} , d_{3i-2} – плотность материала, ширина зубчатого венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_{3i-2} ; k_i – число сателлитов i -й ступени; n_{Mi} – коэффициент приведения масс корпуса, водила и неподвижного центрального зубчатого колеса к массе условного диска, диаметр которого равен удвоенному межосевому расстоянию зубчатого зацепления $z_{3i-2}-z_{3-1}$, а ширина равна ширине b_{3i-2} зубчатого колеса z_{3i-2} , принятый для i -й ступени; u_i – передаточное отношение i -й ступени; $U_{\Sigma} = u_1 u_2$ – заданное передаточное отношение планетарного механизма.

Аналог массы или безразмерная масса \overline{M}_{H2} является функцией передаточных отношений ступеней механизма u_i , т.е. $\overline{M}_{H2} = \overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$. Но при заданном значении передаточного отношения механизма U_{Σ} из двух передаточных отношений u_i ($i=1,2$) только одно будет независимым. В качестве последнего выберем передаточное отношение u_1 первой ступени механизма. Тогда получим функцию аналога массы $\overline{M}_{H2} = \overline{M}_{H2}(u_1, U_{\Sigma}/u_1)$ как функцию одного независимого передаточного отношения u_1 .

Условие контактной прочности для внешних зацеплений ступеней планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ имеет вид

$$b_{3i-2} d_{3i-2}^2 \geq \frac{0,7 \cdot T_i \cdot \Omega_{Hi} \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_i \cdot u_i}{k_i \cdot \cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_{wi} \cdot \sigma_{HPi}^2 \cdot (u_i - 2)}, \quad (2)$$

типа $2 \times \overline{AI}$ от параметров его конструкции, когда минимум ее массы найден из условия контактной равнопрочности зубчатых зацеплений.

Материалы исследований.

На рисунке 1 приведена схема рассматриваемого двухступенчатого планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$. Моменты, действующие на входе и выходе механизма, обозначены, как T_1 и $T_{\text{вых}}$ соответственно. Символами Γ_1 и Γ_2 указаны диаметральные габариты ступеней механизма.

где T_i – вращающий момент на входе i -й ступени механизма.

Обозначения величин, приведенных в этой формуле, такое же, как и в работе [4]. Нижний индекс i означает принадлежность к i -й ступени механизма.

С учетом формулы (2) коэффициент B_2 находим по формуле

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4 d_4^2}{\rho_1 b_1 d_1^2} = \frac{\rho_4 \cdot k_1 \cdot \Omega_{H2} \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_2 (\text{tg} \alpha_w \cdot \sigma_{HP}^2)_1 (u_1 - 2) u_2}{\rho_1 \cdot k_2 \cdot \Omega_{H1} \cdot (\text{tg} \alpha_w \cdot \sigma_{HP}^2)_2 (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_1 (u_2 - 2)}. \quad (3)$$

При выводе формулы (3) для моментов было учтено, что $T_1 = T_{\text{вых}}/U_{\Sigma}$ и $T_2 = T_{\text{вых}}/u_2$.

Введем в рассмотрение габаритный коэффициент K_{Γ} планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ [2]

$$K_{\Gamma} = \frac{\Gamma_2}{\Gamma_1} = \frac{d_6}{d_3}. \quad (4)$$

Отношение диаметров d_4/d_1 подвижных центральных зубчатых колес z_4 и z_1 планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ представим в виде

$$\frac{d_4}{d_1} = \frac{d_6}{u_2 - 1} \cdot \frac{u_1 - 1}{d_3} = K_{\Gamma} \cdot \frac{u_1 - 1}{u_2 - 1}. \quad (5)$$

Из формулы (2) находим значение модуля m_i внешнего зацепления i -й ступени планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ из условия контактной прочности. Принимаем условие равенства этих модулей, как условие контактной равнопрочности внешних зацеплений z_1-z_2 и z_4-z_5 планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$. Запишем это условие следующим образом

$$\frac{m_1}{m_2} = 1 = \frac{k_2 \cdot \psi_2 d_4^2 \cdot (\Omega_H)_1 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_1 \cdot (\text{tg} \alpha_w)_2 \cdot (\sigma_{HP}^2)_2 \cdot (u_2 - 2)}{k_1 \cdot \psi_1 d_1^2 \cdot (\Omega_H)_2 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_2 \cdot (\text{tg} \alpha_w)_1 \cdot (\sigma_{HP}^2)_1 \cdot (u_1 - 2) \cdot u_2}, \quad (6)$$

где $\psi_1 = b_1/m_1$, $\psi_2 = b_4/m_2$ – коэффициенты ширины центральных зубчатых колес планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$.

С учетом формулы (5) условие (6) контактной равнопрочности внешних зацеплений z_1-z_2 и z_4-z_5 планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ представим в виде

$$A_H = \frac{k_2 \cdot b_4 \cdot (\Omega_H)_1 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_1 \cdot (\text{tg} \alpha_w)_2 \cdot (\sigma_{HP}^2)_2}{k_1 \cdot b_1 \cdot (\Omega_H)_2 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_2 \cdot (\text{tg} \alpha_w)_1 \cdot (\sigma_{HP}^2)_1} = \frac{(u_1 - 2) \cdot u_2 \cdot (u_2 - 1)^2}{(u_2 - 2) \cdot (u_1 - 1)^2}, \quad (7)$$

где A_H – коэффициент контактной равнопрочности внешних зацеплений первой и второй ступеней планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$.

Преобразуем соотношение (7) к следующему виду

$$A_H = \frac{(u_2 - 1)^2 u_2 (u_1 - 2)}{(u_1 - 1)^2 (u_2 - 2)} = K_{\Gamma}^2 \cdot \frac{b_4}{b_1} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{(\Omega_H)_1}{(\Omega_H)_2} \cdot \frac{(K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_1}{(K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_2} \cdot \frac{(\text{tg} \alpha_w)_2}{(\text{tg} \alpha_w)_1} \cdot \frac{(\sigma_{HP}^2)_2}{(\sigma_{HP}^2)_1} = K_{\Gamma}^2 \cdot \frac{b_4}{b_1} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{(\Omega_H)_1}{(\Omega_H)_2} \cdot \Pi_H, \quad (8)$$

где $\Pi_H = \frac{(K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_1 \cdot (\text{tg } \alpha_w)_2 \cdot (\sigma_{HP}^2)_2}{(K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot Z_E)_2 \cdot (\text{tg } \alpha_w)_1 \cdot (\sigma_{HP}^2)_1}$ – коэффициент разнопрочности

внешних зацеплений планетарного механизма типа $2 \times \overline{\text{AI}}$.

Соотношение (8) подобно тому, что приведено в [2], если учесть такое равенство $\Pi_{МК} = \Pi_H$.

На основании формулы (8) получим взаимосвязь между передаточными отношениями u_i ступеней механизма и коэффициентом контактной равнопрочности его внешних зацеплений A_H . Для этого выполним следующие преобразования

$$A_H = \frac{(u_2 - 1)^2 u_2 (u_1 - 2)}{(u_1 - 1)^2 (u_2 - 2)} \Rightarrow \frac{(u_2 - 1)^2 u_2}{(u_2 - 2)} = A_H \frac{(u_1 - 1)^2}{(u_1 - 2)} \Rightarrow u_2^3 - 2u_2^2 + (1 + d)u_2 + 2d = 0, \quad (9)$$

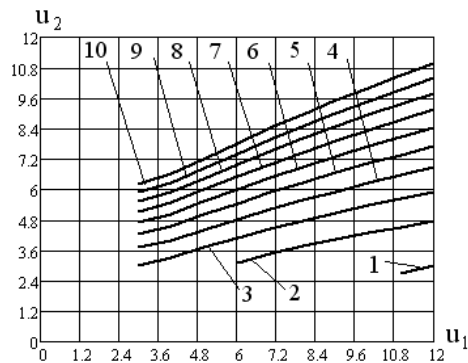


Рисунок 2 – График зависимости $f(u_1, u_2, A_H) = 0$

Анализ графиков, представленных на рисунке 2, показывает, что для реальных значений передаточных отношений ступеней механизма ($2,1 < u_i < 11$) контактная равнопрочность будет обеспечена при значениях коэффициента $A_H > 1$.

Коэффициент B_2 может быть определен через параметр K_G и коэффициент A_H по формуле

$$B_2 = \frac{\rho_4 b_4}{\rho_1 b_1} K_G^2 \frac{(u_1 - 1)^2}{(u_2 - 1)^2} = \frac{\rho_4 b_4}{\rho_1 b_1} K_G^2 \cdot \frac{1}{A_H} \cdot \frac{(u_1 - 2)u_2}{u_2 - 2}. \quad (10)$$

Поиск оптимальных значений передаточных отношений ступеней u_{opt1} и u_{opt2} , планетарного механизма типа $2 \times \overline{\text{AI}}$, при которых аналог его массы \overline{M}_{H2} будет наименьшим и будет обеспечена заданная контактная равнопрочность его внешних зацеплений, зависит от значения коэффициента B_2 . Этот коэффициент может быть равен 1 или не равен 1.

Рассмотрим случай, когда коэффициент $B_2 = 1$. Для начала выясним возможность реализации этого случая. Если центральные колеса z_1 и z_4 изготовлены одинаково, т.е. реализованы следующие равенства $\rho_1 = \rho_4 = \rho$, $b_1 = b_4 = b$ и $d_1 = d_4 = d$. При этом получим ограничение на значения габарит-

ного коэффициента K_G и передаточных отношений ступеней механизма

$$K_G^2 \cdot \frac{(u_1 - 1)^2}{(u_2 - 1)^2} = 1. \quad (11)$$

Из формулы (11) можно найти функцию значения габаритного коэффициента от передаточных отношений ступеней механизма

$$K_G = (u_2 - 1)/(u_1 - 1). \quad (12)$$

Если принять условие $K_G = 1$, то из (12) следует, что $u_1 = u_2 = \sqrt{U_\Sigma}$.

При заданном значении габаритного коэффициента K_G требуемые значения передаточных отношений ступеней механизма, при которых коэффициент $B_2 = 1$ находим из (11), учитывая их связь с заданным передаточным отношением всего механизма U_Σ .

Таким образом, приняв вышерассмотренные равенства, приходим к конструкции планетарного механизма типа $2 \times \overline{\text{AI}}$, образованного из двух одинаковых ступеней, для которых имеем $\rho_1 = \rho_4 = \rho$, $b_1 = b_4 = b$, $d_1 = d_4 = d$ и $d_3 = d_6 = D$. Параметры b , d и D находят из расчета контактной прочности внешнего зацепления z_1 - z_2 первой ступени механизма. Требование обеспечения контактной равнопрочности внешних зацеплений ступеней механизма приводит к следующему условию

$$\frac{1}{A_H} \cdot \frac{(u_1 - 2)u_2}{u_2 - 2} = 1 \Rightarrow A_H = \sqrt{U_\Sigma}. \quad (13)$$

С учетом равенства (13), получим

$$\frac{k_2 \cdot (\Omega_H)_1}{k_1 \cdot (\Omega_H)_2} \cdot \Pi_H = \sqrt{U_\Sigma}. \quad (14)$$

Условие (14) является ограничением на значения тех параметров конструкции ступеней механизма, которые влияют на действующие нагрузки и уровни нормальных напряжений в зубчатых зацеплениях. Если принять условие равенства числа сателлитов ступеней механизма, т.е. $k_1 = k_2 = k$, тогда получим $\Omega_{1H} = \Omega_{2H} = \Omega_H$, и условие (14) будет иметь вид

$$\Pi_H = \sqrt{U_\Sigma}. \quad (15)$$

Итак, учитывая вышерассмотренные условия, аналог массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ представим следующим образом

$$\overline{M}_{H2}(u_1, u_2) = \frac{u_1}{k_1 U_\Sigma (u_1 - 2)} (A_1 + A_2) = \frac{u_2}{k \cdot (u_1 - 2)} (A_1 + A_2), \quad (16)$$

где $u_1 = u_2 = \sqrt{U_\Sigma}$.

Минимум целевой функции (16) будет получен при условии, когда $u_1 = u_2 = \sqrt{U_\Sigma}$.

Таким образом, с одной стороны, путем принятия условий, упрощающих конструкцию планетарного механизма типа $2 \times \overline{\text{AI}}$, приходим к оптимальным

значениям передаточных отношений $u_{opt1} = u_{opt2} = \sqrt{U_{\Sigma}}$. С другой стороны, к такому же решению можно прийти, если при поиске минимума целевой функции $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ задать соответствующие ограничения на искомые значения передаточных отношений ступеней механизма. Данное утверждение проиллюстрируем постановкой задачи поиска минимума целевой функции $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$:

$$\left. \begin{aligned} 2 < u_1 \leq 11; \\ 2 < u_2 \leq 11; \\ u_1 \cdot u_2 = U_{\Sigma}; \\ u_1 - u_2 = 0; \\ \overline{M}_{H2}(u_1, u_2) \rightarrow \min. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Задачу (17) решают численным способом. Например, если $k_1 = k_2 = 3$, $n_{M_1} = n_{M_2} = 7$ и $U_{\Sigma} = 40$, то получим $u_{opt1} = 6,32455$ и $u_{opt2} = 6,32455$. Если $K_G = 1$, то получим $A_H = \sqrt{U_{\Sigma}} = \sqrt{40} = 6,32456$ и соответственно значение коэффициента разнопрочности внешних зацеплений ступеней механизма равно $\Pi_H = \sqrt{U_{\Sigma}} = \sqrt{40} = 6,32456$.

Несущая способность планетарных механизмов типа $2 \times \overline{AI}$, для конструкций которых справедливы условия $B_2 = 1$, $K_G = 1$ и $A_H = \Pi_H = \sqrt{U_{\Sigma}}$ оценивается на основе формулы (2) следующим образом

$$[T_{вых}]_{2H} = \frac{b_1 d_1^2 \cdot k_1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w1} \cdot (\sigma_{HP}^2)_1 \cdot \sqrt{U_{\Sigma} - 2}}{0,7 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot Z_E)_1 \cdot \Omega_{H1}} \cdot U_{\Sigma}, \quad (18)$$

где $[T_{вых}]_{2H}$ – допустимая величина момента нагрузки, действующего на выходе второй ступени (нижней индекс 2) механизма из условия контактной равнопрочности его внешних зацеплений.

Все параметры в формуле (18) определяются из условия прочности зубчатых зацеплений первой ступени механизма.

В случае, когда значение габаритного коэффициента $K_G \neq 1$, а коэффициент $B_2 = 1$, то задачу поиска (17) надо переформулировать следующим образом

$$\left. \begin{aligned} 2 < u_1 \leq 11; 2 < u_2 \leq 11; u_1 \cdot u_2 = U_{\Sigma}; \\ K_G^2 \cdot \frac{(u_1 - 1)^2}{(u_2 - 1)^2} = 1; \overline{M}_{H2}(u_1, u_2) \rightarrow \min. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Заметим, что постановка задачи поиска минимума целевой функции типа (19) более общая, чем постановка типа (17). Минимальное значение целевой функции (1) зависит от значения габаритного коэффициента K_G . При этом оптимальные значения передаточных отношений ступеней механизма тоже зависят от этого коэффициента. В качестве примера приведем результаты решения задачи типа (19). Для ступеней механизма с параметрами, которые были при-

няты при решении задачи типа (17), получены следующие данные: $K_G = 1/3$, $\overline{M}_{H2} = 2,66667$, $u_{opt1} = 10$, $u_{opt2} = 10$; $K_G = 1/2$, $\overline{M}_{H2} = 2,21777$, $u_{opt1} = 8,45824$, $u_{opt2} = 4,72912$; $K_G = 1$, $\overline{M}_{H2} = 2,07248$, $u_{opt1} = 6,32455$, $u_{opt2} = 6,32455$; $K_G = 2$, $\overline{M}_{H2} = 2,93432$, $u_{opt1} = 4,72912$, $u_{opt2} = 8,45824$; $K_G = 3$, $\overline{M}_{H2} = 4,26666$, $u_{opt1} = 4$, $u_{opt2} = 10$. Анализ этих данных показывает, что с ростом значения габаритного коэффициента K_G растет минимум целевой функции аналога массы \overline{M}_{H2} , передаточное отношение первой ступени смещается в сторону меньших значений и соответственно передаточное отношение второй ступени смещается в сторону больших значений, по сравнению со значением $\sqrt{U_{\Sigma}}$.

Несущая способность планетарных механизмов типа $2 \times \overline{AI}$, для конструкций которых справедливы условия $B_2 = 1$ и $K_G \neq 1$ оценивается подобно (18)

$$[T_{вых}]_{2H} = \frac{b_1 d_1^2 \cdot k_1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w1} \cdot (\sigma_{HP}^2)_1 \cdot u_{opt1} - 2}{0,7 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot Z_E)_1 \cdot \Omega_{H1}} \cdot \frac{u_{opt1} - 2}{u_{opt1}} \cdot U_{\Sigma}. \quad (20)$$

Сравнение оценок (18) и (20) показывает, что с ростом значения габаритного коэффициента $K_G > 1$, несущая способность планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ увеличивается. Однако при этом увеличивается минимальное значение аналога массы механизма \overline{M}_{H2} .

Переходим к рассмотрению случая, когда коэффициент $B_2 \neq 1$.

Приняв условия $\rho_1 = \rho_4 = \rho$ и $(Z_E)_1 = (Z_E)_2 = Z_E$, получим из (10) следующее выражение для определения значения коэффициента B_2

$$B_2 = \frac{k_1 \Omega_{2H}}{k_2 \Omega_{1H}} \cdot \frac{1}{\Pi_H} \cdot \frac{u_1 - 2}{u_2 - 2} \cdot u_2. \quad (21)$$

Подставив соотношение (21) в зависимость (1), получим целевую функцию – аналог массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$, минимум которой находится решением задачи типа (19), в которой исключено ограничение со значением коэффициента $B_2 = 1$.

Рассмотрим влияние на значения аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ и его минимума от двух основных параметров: отношения $(k_1 \Omega_{2H}) / (k_2 \Omega_{1H})$; коэффициента разнопрочности Π_H . На рисунке 3 приведены зависимости аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ для двухступенчатого планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ из вышерассмотренного примера. При этом было принято, что $b_1 = b_4 = b$ и $\Omega_{1H} = \Omega_{2H} = \Omega_H$. Анализ приведенных графиков показывает следующее. Во-первых, аналог массы возрастает с уменьшением значения коэффициента разнопрочности Π_H . Во-вторых, с ростом значения Π_H коэффициент разнопрочности минимум аналога массы смещается в сторону меньших значений. В-третьих, с ростом значения коэффициента разнопрочности Π_H минимум аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ смещается в сторону малых значений передаточного отношения первой ступени, что приводит соответственно к росту передаточного отношения второй ступени. В-четвертых, есть такое значение коэффициента

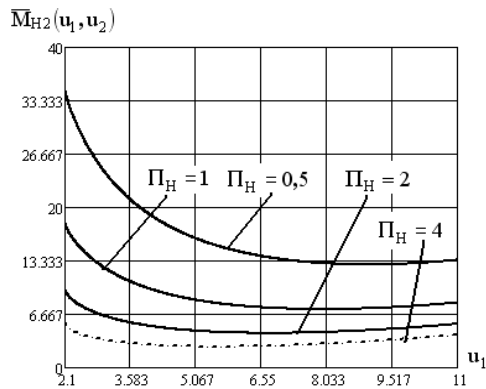


Рисунок 3 – График функции аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ для случая, когда $B_2 \neq 1$

Для данных, принятых при построении графиков, изображенных на рисунке 3, получены следующие оптимальные значения передаточных отношений двух ступеней. При $\Pi_H = 0,5$ имеем $u_{opt1} = 8,97145$, $u_{opt2} = 4,45859$, $A_H = 2,38$, $K_\Gamma = 2,18$ и $\overline{M}_{H2} = 12,85$. Если $\Pi_H = 1$ получим $u_{opt1} = 7,952$, $u_{opt2} = 5,03018$, $A_H = 3,32$, $K_\Gamma = 1,82$ и $\overline{M}_{H2} = 7,2775$. Если $\Pi_H = 2$ находим $u_{opt1} = 6,73621$, $u_{opt2} = 5,93805$, $A_H = 5,29$, $K_\Gamma = 1,63$ и $\overline{M}_{H2} = 4,29853$. Если $\Pi_H = 2,52888$ находим $u_{opt1} = 6,32463$, $u_{opt2} = 6,32448$, $A_H = 6,32$, $K_\Gamma = 1,58$ и $\overline{M}_{H2} = 3,6278$. Последний вариант расчета можно принять за оптимальный вариант.

Несущая способность планетарных механизмов типа $2 \times \overline{AI}$, для конструкций у которых коэффициент $B_2 \neq 1$, оценивается на основе формулы (2) следующим образом

$$[T_{вых}]_{2H} = \frac{b_1 d_1^2 \cdot k_1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w1} \cdot (\sigma_{HP}^2)_1 \cdot u_{opt1} - 2}{0,7 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot Z_E)_1 \cdot \Omega_{H1}} \cdot U_\Sigma \cdot u_{opt1} \quad (22)$$

В формуле (21) сделаем замену

$$[T_{вых}]_{2H} = \frac{b_1 d_1^2 \cdot k_1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w1} \cdot (\sigma_{HP}^2)_1 \cdot (u_{opt2} - 2)}{0,7 \cdot (K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot Z_E)_1 \cdot \Omega_{H1}} \cdot \frac{(u_{opt1} - 1)^2}{(u_{opt2} - 1)^2} \cdot A_H^{opt} \quad (23)$$

где $A_H^{opt} = \frac{(u_{opt1} - 2) \cdot u_{opt2} \cdot (u_{opt2} - 1)^2}{(u_{opt2} - 2) \cdot (u_{opt1} - 1)^2}$ – значение коэффициента A_H контактной равнопрочности внешних зацеплений механизма для случая, когда передаточные отношения его ступеней равны оптимальным значениям.

На рисунке 4,а показаны графики аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ как функции в зависимости от распределения числа сателлитов по его ступеням. Графики построены для механизма, параметры ступеней которого взяты из ранее приведенных примеров. Как видно из этих графиков, значение аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ механизма уменьшается

при несовпадении чисел сателлитов k_1 и k_2 между собой. Больше уменьшение аналога массы механизма наблюдается, когда число сателлитов второй ступени k_2 больше числа сателлитов k_1 первой ступени. Эти графики показывают существенное влияние закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма на значение его аналога массы.

при несовпадении чисел сателлитов k_1 и k_2 между собой. Больше уменьшение аналога массы механизма наблюдается, когда число сателлитов второй ступени k_2 больше числа сателлитов k_1 первой ступени. Эти графики показывают существенное влияние закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма на значение его аналога массы.

при несовпадении чисел сателлитов k_1 и k_2 между собой. Больше уменьшение аналога массы механизма наблюдается, когда число сателлитов второй ступени k_2 больше числа сателлитов k_1 первой ступени. Эти графики показывают существенное влияние закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма на значение его аналога массы.

при несовпадении чисел сателлитов k_1 и k_2 между собой. Больше уменьшение аналога массы механизма наблюдается, когда число сателлитов второй ступени k_2 больше числа сателлитов k_1 первой ступени. Эти графики показывают существенное влияние закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма на значение его аналога массы.

при несовпадении чисел сателлитов k_1 и k_2 между собой. Больше уменьшение аналога массы механизма наблюдается, когда число сателлитов второй ступени k_2 больше числа сателлитов k_1 первой ступени. Эти графики показывают существенное влияние закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма на значение его аналога массы.

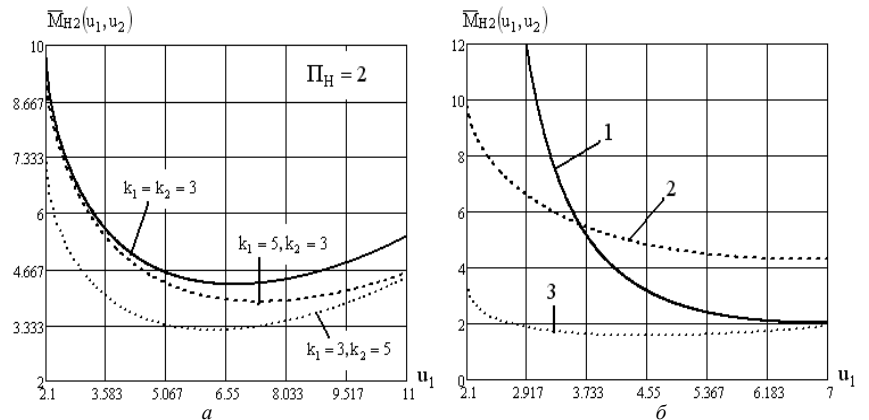


Рисунок 4 – Зависимость аналога массы $\overline{M}_{H2}(u_1, u_2)$ механизма от распределения числа сателлитов по ступеням механизма: а – для различных k_1 и k_2 ; б – для различных конструктивных схем

Проблему реализации расчетных значений оптимальных передаточных отношений u_{opti} можно решить, если воспользоваться такой рекомендацией. Для каждой ступени механизма предварительно указывают наибольшее число сателлитов $k_{\max i}$. Затем определяют наибольшие значения $u_{\max i}$ передаточных отношений ступеней, которые могут быть реализованы для выбранных значений $k_{\max i}$. Общее передаточное отношение всего механизма задают в виде $U_{\Sigma} = u_{\max 1} u_{\max 2}$. По мере поиска оптимальных передаточных отношений эту величину можно корректировать в большую сторону.

Все численные результаты были получены с помощью программы MathCAD версии 15 и ее внутренней функции Minimize.

Выводы:

1. На основе исследований, выполненных в работах [4-6], разработана улучшенная методика оценки несущей способности планетарного механизма типа $2 \times AI$, конструкция которого удовлетворяет критерию минимума массы.
2. На примере двухступенчатого планетарного механизма типа $2 \times AI$ показаны способы оценки его несущей способности с учетом различных вариантов исполнения его конструкции – кинематического и силового.
3. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма, связанная с реализацией получаемых теоретических значений передаточного отношения одной ступени механизма.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Вып.33. – С.202-207. 4. Абрамов В.Т., Гетья А.Н., Матусевич В.А., Шехов А.В. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. – 2009. – Вип.29. – С.45-52. 5. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ при контактной прочности // *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. – 2012. – Вип.35. – С.93-102. 6. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма AI по критерию массы // *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. – 2010. – Вип.26. – С.77-85.

Bibliography (transliterated): 1. Proektirovanie planetarnykh mekhanizmov, optimal'nykh po dinamicheskim harakteristikam: Ucheb. posobie po kursov. i dipl. proektirovaniju / V.A. Tkachenko, V.T. Abramov, M.D. Korovkin. – Kharkov: Khark. aviac. in-t, 1983. – 110p. 2. Planetarnye mekhanizmy (optimal'noe proektirovanie) / V.A. Tkachenko. – Kharkov: Nac. azerokosm. un-t "Khark. aviac. in-t", 2003. – 446p. 3. Abramov V.T. Minimizacija massy mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – Vol.33. – P.202-207. 4. Abramov V.T., Getja A.N., Matusевич V.A., Shehov A.V. Metodika optimizacii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma po kriteriju massy // *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "KhPI"*. – 2009. – Vol.29. – P.45-52. 5. Matusевич V.A., Sharaban Yu.V., Shehov A.V., Abramov V.T. Nesushhaja sposobnost' optimal'noj po masse konstrukcii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma tipa $n \times AI$ pri kontaktnoj prochnosti // *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "KhPI"*. – 2012. – Vol.35. – P.93-102. 6. Matusевич V.A., Sharaban Ju.V., Shehov A.V., Abramov V.T. Ravnoprochnost' zubchatykh zaceplenij v zadache optimizacii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma AI po kriteriju massy // *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "KhPI"*. – 2010. – Vol.26. – P.77-85.

Поступила (received) 23.04.2015

УДК 621.9.04

В.А. НАСТАСЕНКО, к.т.н., профессор каф. ЭСЭУ и ОП ХГМА, Херсон

НОВЫЙ ВИД ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПРУЖИННО-ПЛАСТИНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ШЕВЕРОВ И ВОЗМОЖНОСТИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Работа относится к области червячных зуборезных инструментов, в частности – к сборным червячным шеверам из пластин быстрорежущих сталей и твердых сплавов, предназначенным для обработки червячных зубчатых колес, а также к технологиям их изготовления. Проведен анализ известных пружинно-пластинчатых червячных инструментов, показаны их достоинства и недостатки и предложены новые конструкции, устраняющие данные недостатки. Показана предпочтительная сфера их применения и разработана технология их изготовления. Совокупность проведенных исследований позволяет рекомендовать данные инструменты для высокопроизводительной высокоточной чистовой обработки червячных колес.

Ключевые слова: червячная передача, червячный зуборезный инструмент, шеверы.

Введение, связь работы с основными направлениями исследований.

Работа относится к областям машиностроения и инструментального производства, в частности – к червячным шеверам для обработки червячных зубчатых колес. Ее выполнение связано с потребностью совершенствования червячных передач и инструментов для их изготовления. Одним из путей решения данной проблемы является чистовая обработка червячных зубчатых колес шевингованием. При этом основные пути совершенствования червячных шеверов направлены на повышение их точности, износостойкости и производительности, за счет улучшения конструктивных и геометрических параметров, применения инструментальных материалов и их покрытий, однако сложность производства и эксплуатации таких инструментов, как правило, повышается. Устранение указанных недостатков является актуальной и важной задачей, поскольку от них зависят основные технико-экономические показатели производства и эксплуатации данных инструментов.

Анализ состояния проблемы и постановка задачи. Особенностью червячных зубчатых пар является жесткая связь между зубьями червячных колес и сопрягаемыми поверхностями их червяков, которая зависит от их начальных диаметров. Поэтому для обработки червячных колес используют червячные фрезы, диаметры которых равны диаметрам сопрягаемых червяков, а фрезы отличаются от них лишь выполнением стружечных канавок, заточкой передних поверхностей и затылованием зубьев. Поскольку червячные фрезы нуждаются в переточках, их наружный диаметр при этом уменьшается, что адекватно изменяет точность формообразования зубьев червячных колес, ухудшает точность зацепления зубчатой пары и требует ограничения количества переточек инструментов до 2–3-х штук, что ведет к увеличению их расхода [1]. Поскольку переточки уменьшают наружный диаметр D_a инструментов, их проектируют с учетом среднеарифметической величины между исходным $D_a + \Delta$, и конечным $D_a - \Delta$, диаметрами (рисунок 1).

Таким образом, новые и окончательно переточенные червячные фрезы являются наименее точными, а среднесточенные – наиболее точными.

Повысить точность и качество обработки зубьев червячных зубчатых колес позволяют червячные шеверы, которые как и фрезы, выполняют на базе сопрягаемого с колесом червяка, а режущие кромки на боковых поверхностях

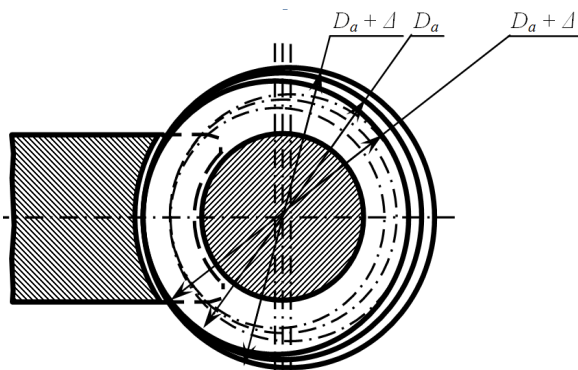


Рисунок 1 – Трансформация условий формирования зубьев червячных колес при обработке их червячным инструментом – непереточенным $D_a + \Delta$, средне сточенным D_a (базовый вариант) и максимально переточенным $D_a - \Delta$ отдельной обработкой левой и правой сторон зубьев червячного колеса с адекватным осевым сдвигом шевера [1, 2].

Поэтому необходимо устранение указанных недостатков, что является *главной целью данной работы*.

Ее *научную новизну* составляет создание и технико-экономическое обоснование наиболее предпочтительных конструкций червячных шеверов.

Исходные положения для достижения поставленной цели. Среди анализируемых конструкций шеверов основное внимание уделено таким, которые исключают потребность выполнения переточек и связанного с этим процессом изменения параметров их зубьев. При этом учитывали, что шеверы являются чистовыми инструментами, которые срезают тонкие нитевидные стружки, поэтому нагрузка силами резания их зубьев является небольшим. Кроме того, обеспечивается равномерный износ режущих кромок шевера за счет равномерного припуска, образованного на этапе предыдущей зубообработки, а вершины режущих кромок шевера в резании не участвуют, поскольку у ножек предварительно обработанных зубьев червячных колес целесообразно выполнение поднутрений на глубину этого припуска [2].

Исключить потребность в переточках позволяют сборные конструкции червячных шеверов, оснащенные неперетачиваемыми сменными режущими пластинами из компактируемых быстрорежущих сталей или твердых сплавов, предложенные в работах [3-5]. Дополнительным их преимуществом является увеличение количества режущих кромок до 60 на 1 виток за счет применения пружинно-пластинчатых конструкций. Применительно к червячным фрезам ГОСТ 9324-81, их принципиальная схема показана на рисунке 2. Во впадины витков, выполненных на корпусе 1 фрезы, введены нанизанные на пружину 2 режущие пластины 3 плоской прямой формы, чередующиеся с клиновыми вставками 4, размещенными между ними. При толщине пластин 1...2мм это позволяет уменьшить шаг зубьев по наружному диаметру до 6...8мм, что характерно шагу канавок для конструкций обычных червячных шеверов.

Осесимметричное выполнение на верхней и нижней частях пластин профилей режущих зубьев с высотой головки h_a и ножки h_f в исполнении 1 позволяет

витков шеверов формируют долблением стружечных канавок от наружного к внутреннему диаметру. Данный процесс является трудоемким, используется специальный долбежный резец и оснастка для долбежного станка, что существенно удорожает производство червячных шеверов, а их переточку выполняют путем перешлифовки по боковому профилю витков, что ведет к уменьшению их толщины и требует отдельной обработки левой и правой сторон зубьев червячного колеса с адекватным осевым сдвигом шевера [1, 2].

выполнять 4 перестановки, что адекватно уменьшает их расход. Однако диаметры червячных шеверов, особенно средних и крупных модулей, не позволяют выполнять винтовые канавки такой большой глубины, поэтому для них предпочтительны режущие пластины в исполнении 2. Недостатком таких червячных зуборезных инструментов является потребность выполнения высокоточного отверстия в пластинах, что ограничивает их минимальные размеры модулем $m=3$ мм, уменьшает их прочность, удорожает производство и усложняет технологический процесс сборки. Поэтому требуется устранение указанных недостатков, что является второй задачей выполняемой работы.

Предлагаемый путь решения поставленной задачи. В основу положена заявка на патент Украины [6], главным отличием которой от базовых червячных фрез [4, 5], является размещение крепежных пружин 2 у ножек между витками, собранными из чередующихся режущих пластин 3 и клиновых вставок 4, основания 5 и боковые стороны 6 которых введены в адекватные им канавки корпуса 1, а режущие кромки 7 выполнены над пружинами (рисунок 3). Для закрепления и затяжки витков, у их окончаний, на выполненных с

обоих торцов лысках установлены упоры 8 с зажимными винтами 9, а для зажима концов пружин, например, по их скосам, на упорах установлены накладки 10 с винтами 11. Фикса-

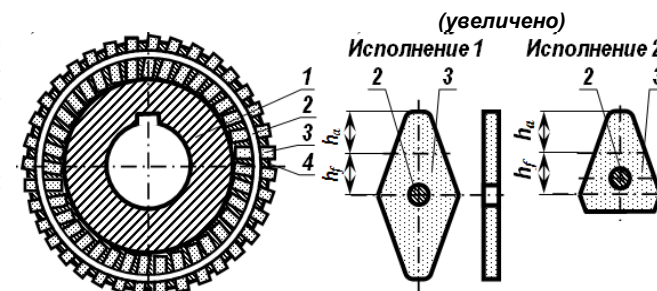


Рисунок 2 – Сборная червячная фреза по патенту Российской Федерации №2169061 с установленным в винтовых канавках на ее корпусе набором из неперетачиваемых режущих пластин и клиньев, закрепленных введенными в их отверстия пружинами и режущие пластины для ее оснащения

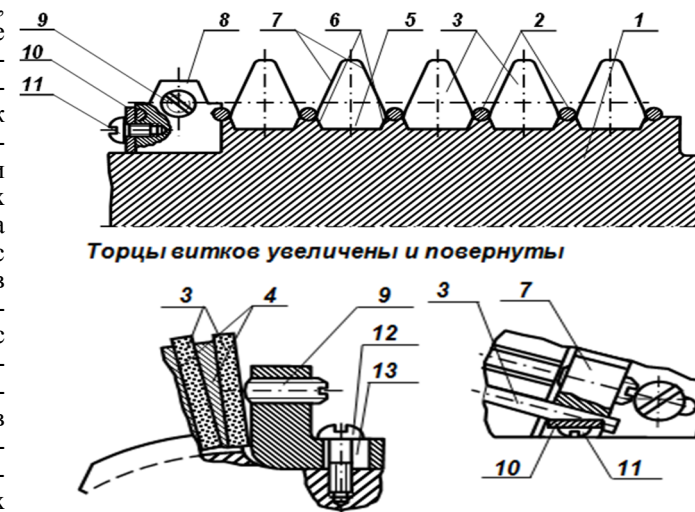


Рисунок 3 – Конструкция сборного червячного зуборезного инструмента с креплением витков, набранных из сменных режущих пластин и клиновидных вставок – пружинами, расположенными у ножек между этими витками

ция и сдвиг упоров на корпусе инструмента выполнены винтами 12, введенными в канавки 13 упоров.

Конструктивное исполнение пластин 3 и пружин 2 между их ножками показано на рисунке 4. Для исключения потребности выполнения поднутрений на ножках зубьев червячных колес при черновой обработке, зубья шевера могут быть выполнены полнопрофильными, с головкой высотой $0,25m$. Это позволяет использовать их, не только как шеверы, но и как фрезы.

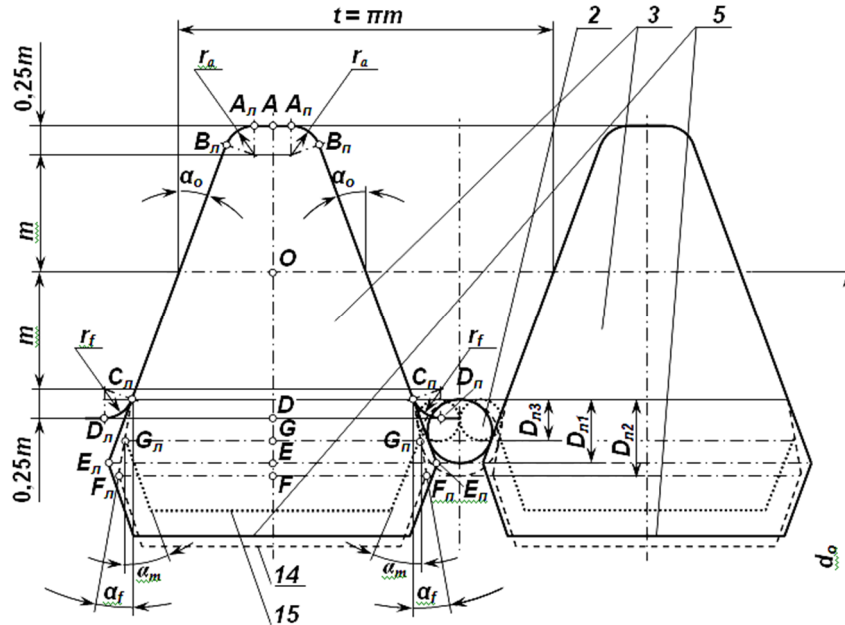


Рисунок 4 – Параметры профиля быстросменных режущих пластин для червячного шевера и пружин, введенных между их ножками

Профиль пластин принят производным от профиля обрабатываемых ими зубьев и имеет головку AO и ножку OD , параметры которых обусловлены величиной модуля m и боковыми углами профиля α_o . Высота головки зуба – $h_a=1,25m$, ножки $h_f=1,25m$, радиусы округления на вершинах и на впадинах $r_a=r_f=0,25m$. Шаг установки пластин $t=\pi m$ на делительном диаметре d_o совпадает с шагом по нормали к виткам канавок на наружном диаметре $D_{ак}$ корпуса инструмента (рисунок 3). Такие зубья на правой (n) и левой (l) сторонах имеют на вершинах участки A_nA_l и радиусные профилирующие участки A_nB_n высотой $r_a(1-\sin\alpha_o)$. На боковых сторонах зуб имеет профилирующие участки B_nC_n и B_lC_l высотой $2m+r_a\sin\alpha_o$, а на ножках зубьев – радиусные непрофилирующие участки C_nD_n , C_lD_l высотой $r_a(1-\sin\alpha_o)$.

Вместо радиусных участков у ножки, профиль пластин имеет удлинение на непрофилирующих участках C_nE_n , C_lE_l для размещения между соседними витками из комплектов пластин, спиральных пружин 2, диаметр D_{n1} которых расположен ниже профилирующих участков B_nC_n , B_lC_l . Общая высота профиля пластин составляет величину AE , от которой выполнено основание 5 трапецевидной формы, служащее для удержания пластин в канавках корпуса ин-

струмента, а угол α_m трапецевидного основания выполнен больше угла α_o подъема винтовой линии канавок на корпусе.

Для повышения прочности пружин 2 за счет увеличения диаметра до значения D_{n2} , профиль зуба может иметь удлинения на непрофилирующих участках C_nF_n , C_lF_l с углами α_f , которые меньше углов α_o . Общая высота такого профиля пластин составляет величину AF , а глубина трапецевидного основания смещена в положение 14.

Для уменьшения общей высоты пластин, в рамках возможности их пресования, диаметр пружин может быть уменьшен до величины D_{n3} , а их количество удвоено, из условия размещения пружин между витками. При этом профиль зуба также продлен на непрофилирующих участках C_nG_n , C_lG_l , а их углы α_f уменьшены относительно углов α_o для увеличения диаметра пружин. Общая высота такого профиля пластин составляет величину AG , а глубина трапецевидного основания смещена в положение 15.

Точность выполнения трапецевидного основания пластин должна быть максимально возможной, поэтому перед сборкой должна выполняться их шлифовка, лучше всего – в многоместном приспособлении. Точность профиля пластин лучше всего обеспечивается после сборки шевера шлифовкой боковых сторон витков, что позволяет выполнить ZK1, ZK2, ZK3, ZT1, ZT2 червяки.

Технико-экономические показатели предлагаемых шеверов. Конкретное выполнение предлагаемых инструментов зависит от модуля нарезаемых зубчатых колес. Например, для шевера $m=4$ мм, его наружный диаметр составляет $D_a=90$ мм, а максимальная высота пластин 12мм, что при углах их профиля $\alpha_o=20^\circ$ позволяет использовать пружины диаметра $D_{n1}=2,2$ мм, а при уменьшении углов у ножек до $\alpha_f=10^\circ$ диаметры пружин достигают $D_{a2}=2,6$ мм, $D_{n3}=1,4$ мм. Поскольку в двухпружинном варианте общая площадь сечения пружин уменьшается в 3,2 раза, преимущества имеет однопружинный вариант, который также обеспечивает удержание витков двумя пружинами, из которых средняя – нагружена двумя витками пластин, а их прочность – достаточна для удержания пластин в корпусе в процессе резания. Количество пластин и клиновых вставок достигает 60 штук на 1 виток, и даже для 4-х заходных шеверов обеспечивает 15 зубьев на 1 заход, что больше количества зубьев стандартных однозаходных фрез. Всего при 5 работающих зубьях в каждом ряду инструментальной рейки, шевер имеет 300 пластин, Толщина пластин 2 мм, а клиновых вставок 3 мм, угол клина в сечении 6° , потому он самотормозящий, зажим пластин в витке осуществляется винтом-пробкой с резьбой М6, что обеспечивает ей высокую прочность, а шеверам – работоспособность при режимах резания, аналогичных базовым.

При внедрении предлагаемых шеверов исключается потребность долбления $2 \times 300 = 600$ режущих канавок на боковых поверхностях профиля витков, трудоемкость которых, с учетом переналадки положений червяка на станке, составляет около 1200 минут, или 20 нормочасов. При стоимости 1 нормочаса на отечественных предприятиях около 20\$, затраты на данную операцию составляют 400\$. Общие затраты на изготовление базового шевера составляют около 700\$.

У предлагаемого шевера, за счет уменьшения наружного диаметра его корпуса и глубины винтовых канавок, материалоемкость и трудоемкость изготовления снижается на 10%, что компенсирует затраты на изготовление крепежных элементов и пружин. Кроме того, корпус и крепежные элементы – многократного использования, что обеспечивает дополнительную экономию.

Наиболее затратным является изготовление комплектов из 300 пластин. В твердосплавном исполнении, при цене за 1 пластину около 5\$, стоимость комплекта составит около 1500\$, однако с учетом повышения их стойкости при двукратной перестановке, они могут заменить 10 базовых шеверов общей стоимостью 7 тыс.\$. Таким образом, при стоимости корпуса с крепежными элементами около 300\$ и стоимости дополнительных заточек оснований пластин и витков ≈ 200 \$, общая стоимость предлагаемого шевера составит 2000\$, что по сравнению с 10 базовыми шеверами обеспечивает экономию 5000\$. Дополнительный экономический эффект обеспечивает возможность повышения производительности шевингования за счет применения твердых сплавов, что уменьшает технологическое время, количество дорогостоящих зубообрабатывающих станков и занимаемые ими производственные площади.

Проблема одна – мизерное производство червячных колес в Украине, поэтому предлагаемые шеверы будут экономически целесообразными только для крупных зарубежных производителей высокоточных червячных передач, например – для лифтовых редукторов и др.

Выводы:

1. Учитывая возможности повышения производительности, точности и экономичности эксплуатации, переход к сборным червячным инструментам обеспечивает реальный резерв для повышения этих показателей.

2. Предложенные сборные червячные шеверы существенно повышают технологичность их изготовления и эксплуатации, поэтому могут быть рекомендованы для замены шеверов, применяемых в настоящее время.

Список литературы: 1. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.Ф. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846с.: ил. 2. Производство зубчатых колес Справочник / С.Н. Калашиников, А.С. Калашиников, Г.И. Коган и др. Под общ. ред. Б.А.Тайца. – М: Машиностроение, 1990, – 464с. 3. Патент Российской Федерации № 2169061. МПК В23F 21/16. Червячный инструмент, способ и оборудование для его изготовления. Авт. изобр. Настасенко В.А. Заявка № 98116845/08 от 08.09.98 // БИ. – 2001. – №17. 4. Настасенко В.А. Новая концепция повышения точности червячных зуборезных инструментов. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып.17. – С.109-114. 5. Настасенко В.А. Новое поколение пружинно-пластинчатых червячных зуборезных инструментов // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве. Труды 7-й Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков: ХНПК "ФЭД", 2003. – С.94-97. 6. Заявка на патент Украины на винахід. МПК В23F 21/16. № 2013 09603 Від 01.08.2013 р. Збірний багатозаходний черв'ячний зуборізний інструмент та змінні поворотні непереточувані пластини для його оснащення. Авт. заявки Настасенко В.О.

Bibliography (transliterated): 1. Spravochnik instrumental'shchika / I.A. Ordinarcev, G.F. Filippov, A.N. Shevchenko i dr.; Pod obshh red. I.A. Ordinarceva. – Leningrad: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1987. – 846 p.: il. 2. Proizvodstvo zubchatykh koles. Spravochnik / S.N. Kalashnikov, A.S. Kalashnikov, G.I. Kogan i dr. Pod obshh. red. B.A. Tajca. – Moscow: Mashinostroenie, 1990, – 464p. 3. Patent Rossijskoj Federacii No 2169061. MPK B23F 21/16. Chervyachnyj instrument, sposob i oborudovanie dlja ego izgotovlenija. Avt. izobr. Nastasenko V.A. Zajavka No98116845/08 ot 08.09.98. // BI. – 2001. – No17. 4. Nastasenko V.A. Novaja koncepcija povyshenija tochnosti chervyachnykh zuboreznykh instrumentov. // Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroenija. Mezhdunar. sb. nauchnykh trudov.– Doneck: DonGTU, 2001. Vol.17. – P.109-114. 5. Nastasenko V.A. Novoe pokolenie pruzhinno-plastinchatykh chervyachnykh zuboreznykh instrumentov // Fizicheskie i komp'juternye tehnologii v narodnom hozjajstve. Tруды 7-j Mezhdunar. nauch.-tehn. konf. – Kharkov: KhNPK "FED", 2003. – P.94-97. 6. Zayavka na patent Ukrainy na vinahid. MPK B23F 21/16. No2013 09603 Vid 01.08.2013. Zbirnij bagatozahodnij cherv'jachnij zuboriznij instrument ta zminni povorotni neperetochuvani plastini dlja jogo osnashhenja. Avt. zajavki Nastasenko V.O.

Поступила (received) 05.04.2015

О.И. ПИЛИПЕНКО, д.т.н., проф., заведующий каф. ОКМ ЧНТУ, Чернигов;
А.В. ПОЛУЯН, аспирант каф. ОКМ ЧНТУ

ДИНАМИКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕПНОГО ПРИВОДА В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ И ПОЛИМЕРНОМ ИСПОЛНЕНИИ

Показан новый подход к расчёту динамики напряжённо-деформированного состояния элементов цепных передач, учитывающий реальные динамические процессы, неизбежно сопровождающие работу цепных приводов. Рассмотрено изменение: динамических нагрузок, действующих в двухмассовых цепных контурах, необходимой мощности цепных приводов, а также распределения напряжений, результирующих перемещений, коэффициента запаса прочности пластин звеньев металлического приводного роликового цепного контура и упругого монолитного звена полимерной цепи.

Ключевые слова: напряжённо-деформированное состояние пластин звеньев цепи и упругого полимерного монолитного звена.

Введение. Актуальность задачи. Известно, что напряженно-деформированное состояние – это совокупность внутренних напряжений и деформаций, возникающих при действии на материальное тело внешних нагрузок, температурных полей и других факторов. Совокупность напряжений полностью характеризует напряжённое состояние частицы тела. Эту совокупность записывают в виде тензора напряжений, а совокупность компонентов деформации характеризует деформированное состояние частицы тела. Также эту совокупность записывают в виде тензора деформации.

Различают такие напряжённые состояния материального тела: линейные, когда действует только одно главное напряжение, отличное от нуля, плоское – при котором векторы напряжений σ_x , σ_y и τ_{xy} лежат в одной плоскости, и объёмное, когда все три главных напряжения σ_x , σ_y и σ_z отличны от нуля. Объёмное напряжённо-деформированное состояние можно разложить на сумму двух состояний: трёхосного растяжения и сложного сдвига в трёх координатных плоскостях [1].

Как известно, прочностные свойства материала при воздействии статических и динамических нагрузок не одинаковы, а его разрушение имеет принципиальное различие, обусловленное характером деформации. При статических нагрузках напряжения и деформации распределены равномерно по всему объёму изотропного тела, поскольку каждая его частица принимает участие в процессе деформации, а при динамических нагрузках напряжения, деформации и разрушение материала возникают в одной части тела независимо от того, что происходит в другой его части, особенно это имеет место в полимерных композитах. При работе цепных передач также возникают и вибрационные нагрузки на звёздочки и контур цепи, которые сосредоточены в местах многократного микроударного взаимодействия ролика цепи со звёздочками передачи. Как результат такого воздействия возникают большие локализованные напряжения и перемещения материала, которые настолько быстро изменяются во времени, что возникающие микротрещины ещё не успевают распространиться по материалу, а распределение напряжений и деформаций уже изменилось.

Анализ последних исследований и литературы. Литературные источники [2-4] описывают конструктивные особенности ведущих отечественных и зарубежных приводных роликовых цепей, а также результаты эксперименталь-

© О.И. Пилипенко, А.В. Полуян, 2015

ных исследований, которые проводились на усталостную прочность пластин. В работе [5] показаны результаты машинных экспериментов по оценке статического напряжённо-деформированного состояния пластин звеньев цепи, которые подтверждают сложный характер взаимодействия пластин и сопряжённых с ними деталей, неравномерность полей напряжений и деформаций в сечениях пластин, причём максимальная концентрация напряжений определяется в области ослабленного отверстием сечения пластины.

Цель статьи. Показать новый динамический подход к расчёту напряжённо-деформированного состояния элементов приводных роликовых цепей при реальных динамических нагрузках, возникающих при движении цепного контура по звёздочкам.

Постановка задачи. Из анализа последних исследований и литературы следует, что расчёт напряжённо-деформированного состояния пластин звеньев приводных роликовых цепей в динамике не проводился.

Материалы исследований. Материалом для исследования являются элементы металлического и полимерного контуров двухмассового цепного привода.

Результаты исследований. В [6-8] рассмотрены динамические параметры и экспериментальное подтверждение целесообразности применения программного комплекса SolidWorks при решении вопросов проектирования, анализа и имитации работы цепных приводов в металлическом и полимерном их исполнении.

Рассмотрим 3D конструкции двухмассовой цепной передачи в металлическом (рисунок 1,а) и полимерном исполнении (рисунок 1,б). Построены: 3D модели металлических и полимерных звёздочек цепной передачи согласно параметров и качественных характеристик по ГОСТ 591-69; металлическая цепь – по ГОСТ 13568-97, что соответствует ISO 606-94, и полимерная цепь – согласно [9].

Для расчёта основных динамических характеристик и напряжённо-деформированного состояния элементов цепных передач были заданы следующие параметры: направление вращения ведущей звёздочки (красные стрелки, рисунок 1) – против часовой стрелки с частотой $n_1=300\text{мин}^{-1}$; момент сопротивления ведомой звёздочки $T_2=50\text{Н}\cdot\text{м}$ (синие стрелки, рисунок 1); время полного исследования с учётом переходных процессов – от 0 до 4 секунд, что соответствует более, чем одному периоду вращения цепного контура; время для исследования напряжённо-деформированного состояния пластины внутреннего звена металлического цепного контура и упругого монолитного звена полимерного цепного контура составляет от 0,5 до 1,05 секунды, что соответствует одному полному периоду вращения цепного контура в установившемся режиме работы; ускорение земного тяготения направлено в сторону, противоположную оси Y (рисунок 1).

Охарактеризуем время расчёта: от 0 до 0,3 секунды ведущая звёздочка постепенно набирает частоту вращения ($0-300\text{мин}^{-1}$); от 0,3 до 3,7 секунд – система работает при установившемся режиме; от 3,7 до 4 секунд ведущая звёздочка постепенно уменьшает свою частоту вращения ($300-0\text{мин}^{-1}$).

Для построения сравнительных характеристик выберем набегающий шарнир цепи на ведущую звёздочку z_1 в металлическом исполнении и набегающее упругое монолитное звено – в полимерном.

Рассмотрим и проанализируем графики, полученные в результате расчёта цепных приводов: динамические нагрузки цепного контура (рисунок 2); изменения необходимой мощности привода (рисунок 3).

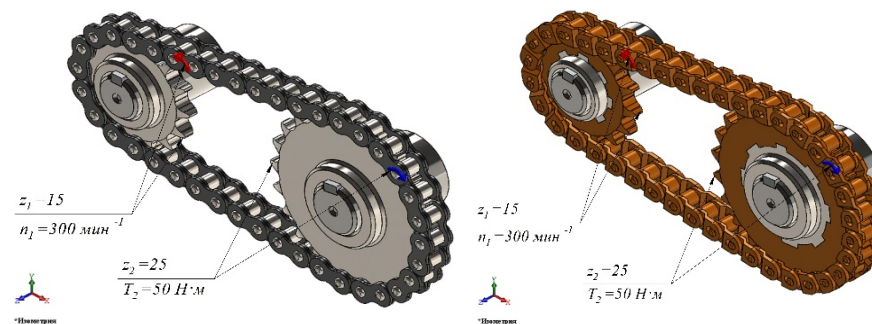


Рисунок 1 – 3D конструкции двухмассовой цепной передачи: а – в металлическом исполнении; б – в полимерном исполнении

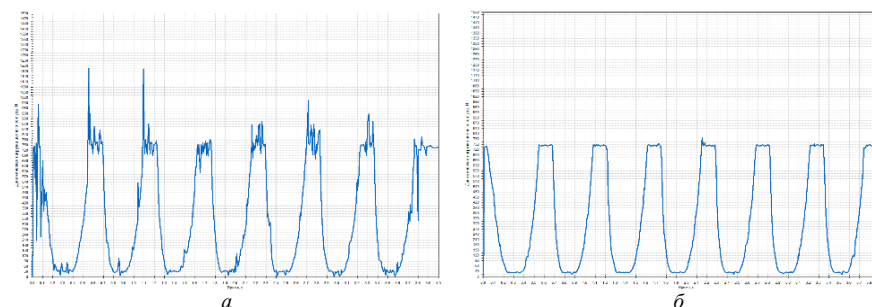


Рисунок 2 – Динамические нагрузки цепного контура, Н: а – в металлическом исполнении; б – в полимерном исполнении

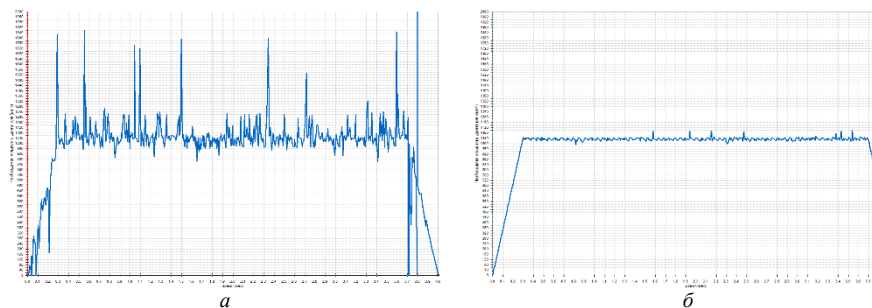


Рисунок 3 – Изменение необходимой мощности цепного привода, Вт: а – в металлическом исполнении (среднее значение 991Вт); б – в полимерном исполнении (среднее значение 960Вт)

Из анализа графиков (рисунок 2) следует, что среднее значение динамической нагрузки в металлическом исполнении передачи составляет 345Н, а в полимерном – 331Н. Разность средних значений составляет 14Н, что в свою очередь, подтверждает целесообразность применения элементов цепной передачи из полимерных композитов.

Амплитуды изменения необходимой мощности цепного привода при работе цепной передачи в металлическом исполнении (рисунок 3,а) в несколько раз больше, чем в полимерном (рисунок 3,б). Разность средних значений изме-

нения необходимой мощности цепного привода при различном исполнении элементов передачи составляет 31Вт.

Рассмотрим на основе каких уравнений происходит расчёт напряжённо-деформированного состояния элементов цепных передач в SolidWorks.

Напряжение von Mises или эквивалентное напряжение представляет собой величину, рассчитанную исходя из его составляющих. Несмотря на то, что эквивалентное напряжение в какой-либо точке определяет напряжённое состояние в этой точке неоднозначно, оно предоставляет информацию, достаточную для оценки надёжности конструкции для многих пластичных материалов. Оно полностью определяется величиной, выраженной в единицах напряжения. Напряжение von Mises использует критерий отказа для оценки пластичных материалов, и вычисляется следующим образом на основе шести компонентов [10]:

$$\sigma_{von\ Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}},$$

где σ_1 , σ_2 и σ_3 – главные напряжения.

Теория Мизеса-Генки (Mises-Hencky) утверждает, что пластичный материал начинает повреждаться в местах, где напряжение по Мизесу становится равным предельному напряжению, в качестве которого в большинстве случаев используется предел текучести. Как известно, предел текучести зависит от температуры. Заданная величина предела текучести должна учитывать температуру компонента. Коэффициент запаса прочности в данном месте будет рассчитываться следующим образом:

$$(FOS) = \frac{\sigma_{предел.}}{\sigma_{vonMises}}$$

Результирующее упругое перемещение (*URES*) не использует справочную геометрию, которая определяет форму или очертание поверхности твердого тела. К справочной геометрии относятся плоскости, оси, системы координат, а также точки.

Формы режимов потери устойчивости иллюстрируют только перемещение узлов относительно друг друга. Значения перемещений вычисляются на основании различных процедур нормализации.

Программа нормализует каждую форму колебаний таким образом:

$$\{\phi_i\}^T \cdot [K_G] \cdot \{\phi_i\} = [I],$$

где $\{\phi_i\}$ – вектор, представляющий *i*-ю форму потери устойчивости; $\{\phi_i\}^T$ – транспонирование вектора $\{\phi_i\}$; $[K_G]$ – геометрическая матрица жёсткости; $[I]$ – единичная матрица.

Проанализируем максимальные распределения напряжений (рисунок 4), максимальные результирующие упругие перемещения (рисунок 5), минимальные значения коэффициента запаса прочности пластин звеньев металлической цепи и упругом монолитном звене полимерной цепи (рисунок 6).

На графиках (рисунки 4,5) чётко видны пики максимальных значений распределения напряжений и результирующих упругих перемещений как в металлическом, так и в полимерном исполнении, которые возникают в одно и то же время на обоих графиках. Это свидетельствует о том, что при возникновении максимального (пикового) напряжения возникает и соответствующее ему максимальное (пиковое) результирующее упругое перемещение в узлах исследуемых элементов цепи (рисунок 7).

При этом максимальное напряжение упругого монолитного полимерного звена меньше, чем в металлической пластине внутреннего звена цепи. В случае металлического исполнения пластина внутреннего звена в пиковый момент начинает перемещаться по ведущей ветви цепного контура, то есть шарнир выходит из контакта с ведомой звёздочкой, а в полимерном исполнении – наоборот, упругое монолитное звено контактирует с ведущей звёздочкой. В эти моменты наблюдается также снижение минимального коэффициента запаса прочности материала обеих исследуемых элементов цепи (рисунок 6). Это является подтверждением существования возникающих вибрационных нагрузок, которые многократно действуют на звёздочки и контур цепи в процессе работы передачи, и сосредоточены в местах микроударного взаимодействия ролика цепи со звёздочками. В результате такого воздействия возникают большие лока-

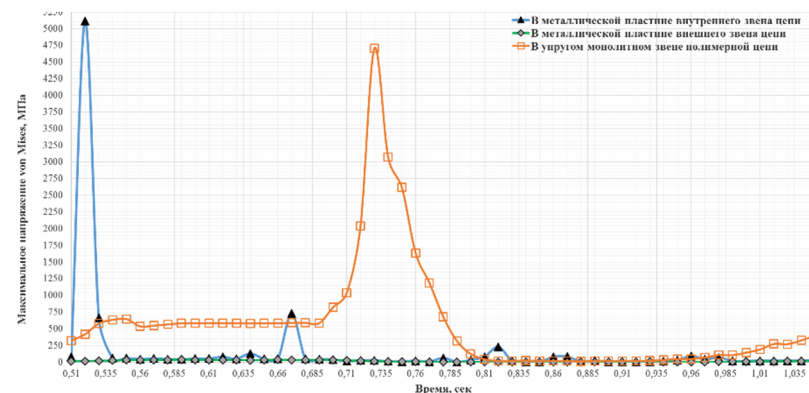


Рисунок 4 – Сравнение максимальных распределений напряжений в пластине звеньев металлической цепи и упругом монолитном звене полимерной цепи (средние значения максимальных распределений напряжений: в металлической пластине внешнего звена – 14,58МПа, в металлической пластине внутреннего звена – 157МПа; в полимерном звене – 567МПа)

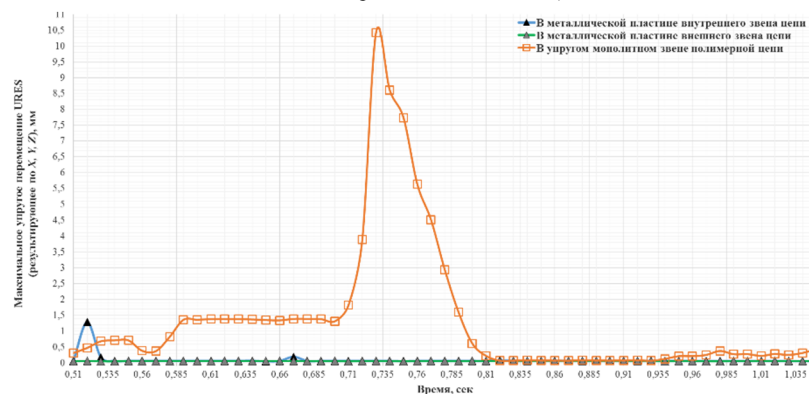


Рисунок 5 – Сравнение максимальных результирующих упругих перемещений в пластине звеньев металлической цепи и упругом монолитном звене полимерной цепи (средние значения максимальных результирующих упругих перемещений: в металлической пластине внешнего звена – 0,06мм, в металлической пластине внутреннего звена – 0,09мм; в полимерном звене – 1,33мм)

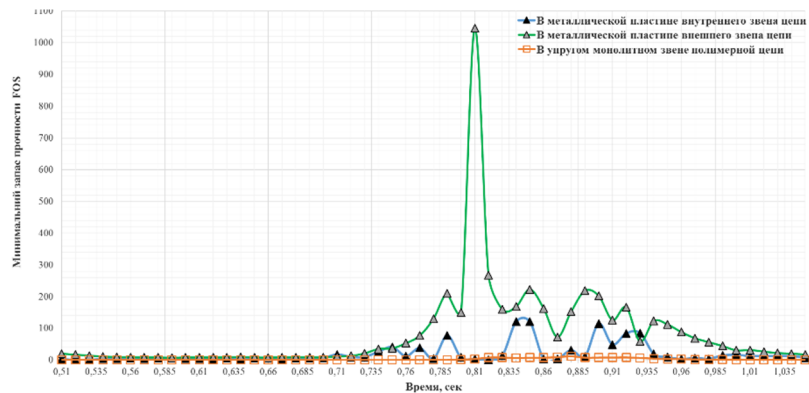


Рисунок 6 – Сравнение минимальных значений коэффициента запаса прочности пластин звеньев металлической цепи и упругого монолитного звена полимерной цепи (средние значения минимальных значений коэффициента запаса прочности исследуемых элементов: в металлической пластине внешнего звена – 83,63, в металлической пластине внутреннего звена – 20,22; в полимерном звене – 2,27)

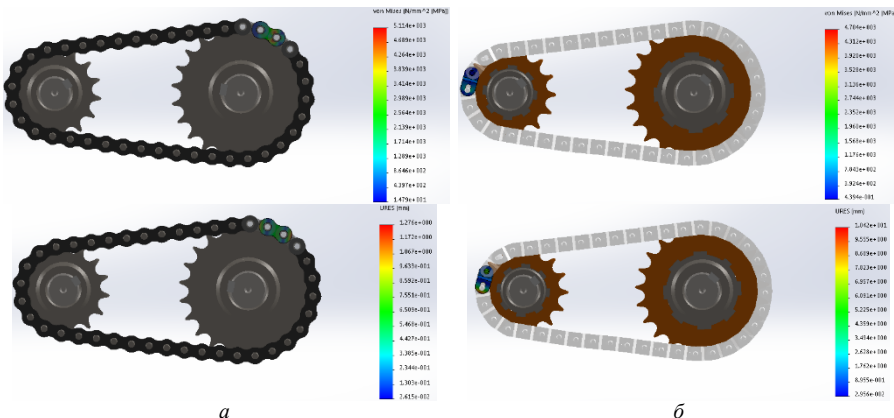


Рисунок 7 – Максимальные (пиковые) напряжения и результирующие упругие перемещения в узлах исследуемых элементов цепи: а – в пластине внутреннего звена металлической цепи; б – в упругом монолитном звене полимерной цепи. Максимальные напряжения и упругие перемещения в материале, что в большинстве случаев и является причиной разрыва пластин звеньев металлической цепи.

Выводы:

1. Показан новый подход к расчёту динамики напряжённо-деформированного состояния элементов цепных передач, который учитывает реальные динамические процессы, происходящие во время работы цепных приводов. Из анализа графиков (рисунок 2) следует, что разность средних значений динамических нагрузок в контурах составила 14Н, что подтверждает целесообразность применения элементов цепной передачи из полимерных композитов.

2. Разность средних значений необходимой мощности цепного привода при различном исполнении элементов передачи составила 31Вт. Максимальное напряжение упругого монолитного полимерного звена меньше, чем в ме-

таллической пластине внутреннего звена цепи. При возникновении максимального (пикового) напряжения возникает и соответствующее ему максимальное (пиковое) результирующее упругое перемещение в узлах исследуемых элементов цепи. В эти же моменты наблюдается также снижение минимального коэффициента запаса прочности материала обеих исследуемых элементов цепи (рисунок 6). Кроме того, полученное среднее минимальное значение коэффициента запаса прочности пластин металлической цепи соответствует традиционному высокому значению для таких цепей, а для полимерной цепи это значение укладывается в машиностроительные нормы.

3. Подтверждено существование возникающих вибрационных нагрузок, которые многократно действуют на звёздочки и контур цепи в процессе работы передачи, и сосредоточены в местах микроударного взаимодействия ролика цепи со звёздочками и, как результат такого воздействия, возникают большие локализованные напряжения и упругие перемещения в материале, что в большинстве случаев и является причиной разрыва пластин звеньев цепи.

Список литературы: 1. https://ru.wikipedia.org/wiki/Напряжённо-деформированное_состояние. 2. Романовский Б.В., Столбин Г.Б. Влияние макрогеометрии и формы пластин роликовых цепей на усталостную прочность пластин. Сборник "Механические передачи" (Цепи и зубчатые ремни) Под ред. Г.Б. Столбина, НИИМАШ, 1971. 3. Романовский Б.В. Уточнённый расчет на усталостную прочность пластин роликовых цепей / В сб. Механические передачи, НИИМАШ. – М.: 1971. 4. Романовский Б.В., Викулов А.С., Потёмкин А.Н. Об ударно-циклической прочности приводных цепей // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы VII Международной научной конференции. Ч.2. – Пенза: ПГУАС, 2012. – С.226-231. 5. Каменев С.В., Лапынина М.Ю., Фот А.П., Чепасов В.И. Напряжённо-деформированное состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей. // Вестник ОГУ. – 2014. – №1. – С.196-202. 6. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamic parameters of a chain transmission in metal and polymer design. Proceedings. 11th technologies, international congress MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS 2014. 17-20 September 2014. – Varna, Bulgaria. – Volume 1. – Pages 70-74. ISSN 1310-3946 (11/160). 7. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. 3D modeling of experimental stand for research n-mass chain transmission // Proceedings. The sixth world congress "Aviation in the XXI-st century". "Safety in Aviation and Technologies". September 23-25, 2014. – Kyiv, Ukraine. – Volume 1. – Pages 1.9.16-1.9.19. 8. Pilipenko O., Poluyan A. Project 3D Design, Calculation and Analysis of Chain Drives in Metal and Polymer Realization. International Journal of Mechanical Engineering and Automation. Ethan Publishing, USA. Volume 2, Number 1, 2015. – P.40-46. Print ISSN: 2333-9179. Online ISSN: 2333-9187. 9. Пилипенко О.И., Козар І.Ф., Степенко А.П. Пружина монолітна ланка ланцюга. Патент України 23341А. – Бюл. №4, 31.08.98. 10. <http://help.solidworks.com/2012/russian/solidworks>. Online.

Bibliography (transliterated): 1. https://ru.wikipedia.org/wiki/Napryazhenno-deformirovannoe_sostoyaniye. Online. 2. Romanovskyy B.V., Stolbyn H.B. Vlyaniye makroheometryy y formy plastyn rolykovykh tseyey na ustalostnyuyu prochnosty plastyn. Sbornyk "Mekhanycheskiye peredachy" (Tseyey y zubchatyye remny) Pod red. H.B. Stolbina, NYIMASH, 1971. Print. 3. Romanovskyy B.V. Utochnennyiy raschet na ustalostnyuyu prochnost' plastyn rolykovykh tseyey / V sb. Mekhanycheskiye peredachy, NYIMASH, Moscow, 1971. Print. 4. Romanovskyy B.V., Vykulov A.S., Potemkin A.N. Ob udarno-tsyklycheskoy prochnosty pryvodnykh tseyey. Problemy kachestva y ekspluatatsyy avtotransportnykh sredstv: Materyaly VII Mezhdunar. nauchno-tekhnicheskoy konferentsyy. Ch.2. – Penza: PHUAS – 2012. – P.226-231. Print. 5. Kamenev S.V., Lapylnina M.Yu., Fot A.P., Chepasov V.Y. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyaniye plastyn zven'ev pryvodnykh rolykovykh tseyey // Vestnyk OHU. – 2014. – No1. – P.196-202. Print. 6. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamic parameters of a chain transmission in metal and polymer design. Proceedings. 11th technologies, international congress MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS 2014. P.17-20 September 2014. Varna, Bulgaria. Vol.1. P.70-74. ISSN 1310-3946 (11/160). Print. 7. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. 3D modeling of experimental stand for research n-mass chain transmission. Proceedings. The sixth world congress "Aviation in the XXI-st century". "Safety in Aviation and Technologies". September 23-25, 2014. Kyiv, Ukraine. Vol.1. P.1.9.16-1.9.19. Print. 8. Pilipenko O., Poluyan A. Project 3D Design, Calculation and Analysis of Chain Drives in Metal and Polymer Realization. International Journal of Mechanical Engineering and Automation. Ethan Publishing, USA. Vol.2, No1, 2015. – P.40-46. Print ISSN: 2333-9179. Online ISSN: 2333-9187. Print. 9. Pylypenko O.I., Kozar I.F., Stepenko A.P. Pruzha monolitna lanka lantsyuha. Patent Ukrayiny 23341A. Byul. No4, 31.08.98. 10. <http://help.solidworks.com/2012/russian/solidworks>. Online.

Поступила (received) 12.03.2015

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., заведующий каф. механики и конструирования машин НУК им. адм. Макарова, Николаев;
Л.А. ПОПОВА, научный сотрудник НУК им. адм. Макарова

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Представлены материалы по новой зубчатой передаче с пространственной точечной системой зацепления прямых эвольвентных зубьев коническо-цилиндрических зубчатых колес. В указанной передаче зубья шестерни повернуты на малый угол θ относительно зубьев колеса, в связи с чем шестерня с учетом поворота её зубьев на указанный угол является конической, в то время как колесо остается цилиндрическим. При этом оси вращения шестерни и колеса рассматриваемой зубчатой передачи, характеризуемой высокой нагрузочной способностью по контактным напряжениям, остаются параллельными друг другу. Предлагаемая зубчатая передача создана на основе новой теории контактной прочности, разработанной проф. А.П. Поповым.

Ключевые слова: зубчатая передача, напряжения, нагрузочная способность, повернутые зубья, конус.

Постановка проблемы. Роль зубчатых передач исключительно велика в современном редукторостроении. Однако традиционные зубчатые передачи с плоской линейной системой зацепления зубьев практически исчерпали свои возможности, так как они уже не в состоянии удовлетворить постоянно возрастающим требованиям высокой нагрузочной способности по контактным напряжениям, существенного снижения весогабаритных показателей и улучшения виброакустических характеристик путем снижения уровня вибрации и шума.

Для получения зубчатых передач, отвечающих предъявляемым к ним требованиям, в настоящее время осуществляются поиски новых технических решений, среди которых бесспорное место занимают зубчатые передачи с пространственной точечной системой зацепления зубьев [1, 2], использование которых по мнению специалистов ряда стран (Украина, Россия, Голландия, Германия, Китай, Канада и т.д.), послужит мощным толчком в развитии редукторостроения.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в [1, 2]. Указанные исследования как уже упоминалось, базируются на основе новой теории контактной прочности упруго сжатых тел, разработанной проф. А.П. Поповым, а так же на новых технических решениях, защищенных патентами на изобретения [3-10].

Цель работы. Доказательство уникальности точечной системы зацепления зубьев на примере созданной новой зубчатой передачи с коническо-цилиндрическими колесами. Основа доказательства построена на впервые выполненных теоретических исследованиях предлагаемой зубчатой передачи [10].

Изложение основного материала. При расчете традиционной зубчатой передачи с плоской линейной системой зацепления эвольвентных зубьев на контактную прочность в полюсе зацепления в качестве расчетной выступает модель двух упруго сжатых цилиндров 1 и 2 с радиусами $\rho_1 = mz_1 \sin \alpha_w / 2$ и $\rho_2 = mz_2 \sin \alpha_w / 2$, где m – модуль зацепления; z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления.

Если цилиндр 1 повернуть относительно цилиндра 2 на угол θ , то в этом случае получим пространственное точечное касание указанных цилиндров в

точке 0 (рисунок 1,а). В этом случае повернутый на угол θ цилиндр 1 будет характеризоваться относительно цилиндра 2 в направлении линии, параллельной линии Oy_1 (рисунок 1,а) двумя радиусами кривизны ρ_{01} и ρ_{02} так называемых эквивалентных цилиндров.

Таким образом, в плоскости zOx имеет место, как уже говорилось, модель контакта двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 в точке 0, а в плоскости, перпендикулярной плоскости zOx , в той же самой точке 0 наблюдается модель внешнего контакта так же двух так называемых эквивалентных цилиндров с радиусами ρ_{01} и ρ_{02} . В процессе нагружения указанных цилиндров точечный контакт, как известно, перерождается в эллиптическую площадку размером tab , где a и b – соответственно малая и большая полуоси эллипса.

Для решения задачи, зная расчетные модели контакта в двух взаимно перпендикулярных плоскостях zOx и zOy , необходимо найти функцию $W(x,y)$, которая характеризует изменение контактных деформаций в направлении осей x и y . При этом в плоскости zOx наблюдается, несмотря на поворот зубьев, модель контакта, как уже говорилось, цилиндров 1 и 2 с радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 . Под радиусом ρ_1^* (рисунок 1,б) подразумевается условный радиус повернутого на угол θ цилиндра 1. Но так как величина угла θ мала, то практически можно считать, что $\rho_1^* = \rho_1$.

В действительности сечение 3 кругового цилиндра с радиусом ρ_1^* (рисунок 1,б) представляет сечение эллиптического цилиндра с малой полуосью $a = \rho_1 \cos \theta$ и большой полуосью $c = \rho_1$. Однако при малых величинах угла θ сечение эллипса 3 можно заменить сечением круга 4, полагая $\rho_1^* = a = b$, что и сделано на рисунке 1,б, где сечение 4 представляет сечение кругового цилиндра 2 (рисунок 1,а).

Из рисунка 1,а следует, что при повороте цилиндра 1 относительно цилиндра 2 на угол θ точка a займет положение точки b , тогда, учитывая малую величину угла θ , запишем

$$ab = y \operatorname{tg} \theta = y \theta, \quad (1)$$

где y – текущая координата.

На основании малой величины угла θ примем повернутый цилиндр 1 (рисунок 1,а) в плоскости zOy без изменения с той лишь разницей, что центр окружности цилиндра 1 сместился вследствие его поворота из точки 0 в положение точки O_1 на величину $ab = O_1c$. При этом точки a и b (рисунок 1,а) оказались спроектированными в точки 0 и c .

Из рисунка 1,б следует, что

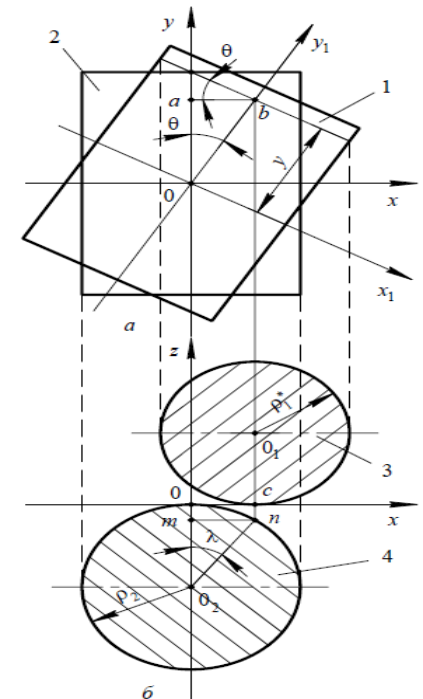


Рисунок 1 – Схематическое изображение поворота цилиндров:
 a – относительно друг друга;
 b – относительно их сечений

$$\sin \lambda = \frac{mn}{O_2 n} = \frac{ab}{O_2 n} = \frac{y\theta}{\rho_2}, \quad (2)$$

где λ – угол, заключенный между отрезками $O_2 m$ и $O_2 n$.

Полагая, что $\sin \lambda = \lambda$ при малых углах λ , представим уравнение (2) в виде

$$\lambda = \frac{y\theta}{\rho_2}. \quad (3)$$

Приняв равенство отрезков $O_2 m = cn$ (рисунок 1, б), каждый из которых является функцией переменной величины y , запишем на основании выражений (1)–(3) следующее уравнение

$$S(y) = O_2 m + cn = \rho_2 - \rho_2 \cos \lambda = \rho_2 (1 - \cos \lambda) = \rho_2 \left(1 - \cos \frac{y\theta}{\rho_2} \right). \quad (4)$$

Разложим функцию $\cos(y\theta/\rho_2)$, учитывая малую величину $y\theta/\rho_2$, в ряд, воспользовавшись первым и вторым слагаемыми указанного ряда, в результате запишем уравнение

$$\cos \frac{y\theta}{\rho_2} = 1 - \cos \frac{y^2 \theta^2}{2\rho_2^2}. \quad (5)$$

Объединив выражения (4) и (5), получим в окончательном виде зависимость

$$S_1(y) = \frac{y^2}{2\rho_{01}},$$

где $\rho_{01} = \rho_2/\theta^2$ – радиус первого эквивалентного цилиндра.

Если цилиндр 2 повернуть на угол θ по часовой стрелке до совпадения его с положением цилиндра 1, а затем снова вернуть в исходное положение, то в этом случае, по аналогии с функцией $S_1(y)$, найдем выражение функции $S_2(y)$, а именно:

$$S_2(y) = \frac{y^2}{2\rho_{02}},$$

где $\rho_{02} = \rho_1/\theta^2$ – радиус второго эквивалентного цилиндра.

На основании выражений $S_1(y)$ и $S_2(y)$ запишем функцию

$$S(y) = S_1(y) + S_2(y) = \frac{y^2}{2\rho_0}, \quad (6)$$

где $\rho_0 = \rho_{01}\rho_{02}/(\rho_{01} + \rho_{02})$ – приведенный радиус кривизны в точке контакта эквивалентных цилиндров.

Уравнение (6) характеризует форму зазора повернутых относительно друг друга цилиндров на угол θ в направлении оси y . На основании сказанного и исходя из эллиптического закона изменения деформаций в направлении оси y , представим функцию $W(y)$ с учетом $\rho_0 = \rho_{01}\rho_{02}/(\rho_{01} + \rho_{02}) = \rho_w/\theta^2$ в виде [2]:

$$W(y) = \frac{b^2}{2\rho_0} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}} = \frac{b^2 \theta^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}}, \quad (7)$$

где $\rho_w = \rho_1\rho_2/(\rho_1 + \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления в плоскости zOx ; b – большая полуось эллипса эллиптической площадки контакта.

В плоскости zOx функция контактных деформаций $W(x)$ имеет вид [2]:

$$W(x) = -\frac{a^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}, \quad (8)$$

где b – малая полуось эллиптической площадки контакта.

Имея выражения функций (7) и (8), запишем выражение функции $W(x,y)$, которая характеризует закон изменения контактных деформаций в направлении осей x и y [2]:

$$W(x, y) = \frac{a^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b^2}\right)} = \frac{b^2 \theta^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b^2}\right)}. \quad (9)$$

Для интегрирования в дальнейшем уравнения (9) заменим эллиптическую площадку контакта tab равной ей по величине прямоугольной площадкой контакта со сторонами $2a$ и $2b_m$. Исходя из равенства $tab = 4ab_m$, получим выражение $b_m = \pi b/4$. С учетом выражения параметра b_m представим функцию (9) следующим образом

$$W(x, y) = \frac{a^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_m^2}\right)} = \frac{b^2 \theta^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_m^2}\right)}. \quad (10)$$

При $x=0$ и $y=0$ функции (7) и (8) характеризуются равными друг другу величинами контактных деформаций в одной и той же точке O , характеризующей начало координат, в связи с чем запишем $a^2/2\rho_w = b^2\theta^2/2\rho_w$. Из данного равенства имеем $a/b = \theta$.

Имея функцию (10), перейдем к определению второй равнозначной ей функции $W(x,y)$, воспользовавшись обобщенным законом Гука и гипотезой Винклера. Гипотеза Винклера, как известно, в общем случае характеризует зависимость между просадкой кромки упругого основания и интенсивностью его реакции которая является функцией одной переменной величины x .

В книге [2] проф. А.П. Поповым гипотеза Винклера впервые разработана применительно к упруго сжатым телам с первоначальным точечным контактом, при котором осадка упругого основания и интенсивность его реакций является функцией двух переменных x и y . В связи с этим рецензент книги [2] в предисловии указал на то, что в дальнейшем озвученную гипотезу следует именовать как гипотезу Винклера – Попова. В соответствии со сказанным запишем [2]:

$$W(x, y) = B \cdot \sigma(x, y), \quad (11)$$

где B – коэффициент подушки, $\text{мм}^3/\text{Н}$; $\sigma(x,y)$ – функция контактных напряжений.

В соответствии с [2] коэффициент B определяется как произведение эллиптической площадки контакта tab на сумму контактных податливостей сопряженной пары зубьев $\delta_{к1} + \delta_{к2}$, измеряемой в $\text{мм}/\text{Н}$. В соответствии со сказанным перейдем к нахождению коэффициента B , исходя из равенства между собой величин контактных деформаций в двух взаимно перпендикулярных плоскостях функций (7) и (8). В этом случае, полагая $a/b = \theta$, запишем

$$\frac{\varepsilon_{zx}}{\varepsilon_{zy}} = \frac{L_x}{L_y} = \frac{2a}{2b} = \frac{a}{b} = \theta, \quad (12)$$

где L_x, L_y – условные размеры, характеризующие малую a и большую b полуоси эллиптической площадки контакта.

Из уравнения (12) вытекает, что $\varepsilon_{zx} = \varepsilon_{zy}/\theta$ и $\varepsilon_{zy} = \theta\varepsilon_{zx}$. Используя выражения относительных деформаций ε_{zx} и ε_{zy} , а также зависимость [2]

$$\sigma_z = \sigma_{zy} = \frac{(\varepsilon_{zy} + \nu\varepsilon_{zx})E}{1 - \nu^2},$$

и полагая при этом $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$, запишем выражения контактных напряжений σ_1 и σ_2 , действующих при нагружении на рабочих поверхностях сопряженной пары зубьев:

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon_{zx}(\theta + \nu_1)E_1}{1 - \nu_1^2}; \quad \sigma_2 = \frac{\varepsilon_{zx}(\theta + \nu_2)E_2}{1 - \nu_2^2}.$$

Далее, исходя из выражений σ_1, σ_2 и соотношений $\varepsilon_{zx} = \Delta L_{zx}/L_x$ и $L_x = 2a$, найдем два равнозначных выражения упругих перемещений (деформаций) зубьев:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1 = C_{m1} \frac{\Delta L_{zx}(\theta + \nu_1)E_1}{(1 - \nu_1^2)a}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2 = C_{m2} \frac{\Delta L_{zx}(\theta + \nu_2)E_2}{(1 - \nu_2^2)a}; \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где C_{m1}, C_{m2} – размерные параметры шестерни и колеса, измеряемые в мм/МПа.

Приняв $W = \Delta L_{zx}$ в уравнениях (13), найдем зависимости размерных параметров:

$$C_{m1} = \frac{(1 - \nu_1^2)a}{(\theta + \nu_1)E_1}; \quad C_{m2} = \frac{(1 - \nu_2^2)a}{(\theta + \nu_2)E_1}.$$

Зависимость средних по величине контактных напряжений в рассматриваемой задаче выглядит так:

$$\sigma_m = \frac{F_n}{2ab},$$

где F_n – нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев.

В соответствии с выражениями C_{m1}, C_{m2} и σ_m , приведенными выше, найдем уравнения контактной податливости каждой сопряженной пары зубьев:

$$\delta_{k1} = \frac{C_{m1}\sigma_m}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi(\theta + \nu_1)E_1 a}; \quad \delta_{k2} = \frac{C_{m2}\sigma_m}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi(\theta + \nu_2)E_2 a}.$$

Исходя из размера площадки контакта πab и выражений δ_{k1} и δ_{k2} , найдем в окончательном виде зависимости коэффициента подушки, а именно:

$$B = \pi ab(\delta_{k1} + \delta_{k2}) = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2)E_2} \right] a. \quad (14)$$

С учетом выражения (14), а также найденных и равнозначных друг другу функций (10) и (11) представим уравнение объемного напряженно-деформированного со-

стояния сопряженной пары зубьев, нагруженных нормальной силой F_n , в виде:

$$\begin{aligned} B \int_{-b_m}^{b_m} \int_{-a}^a \sigma(x, y) dx dy &= BF_n = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2)E_2} \right] a F_n = \\ &= \frac{a^2}{2\rho_w} \int_{-b_m}^{b_m} \int_{-a}^a \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_m^2}\right)} dx dy = \frac{\pi^2 a^3 b_m}{8\rho_w}. \end{aligned}$$

Выразим в последнем уравнении параметр b_m через большую полуось эллипса b , то есть $b_m = \pi b/4$, и решив указанное уравнение относительно малой полуоси a эллипса, получим:

$$a = 1,0113 \sqrt[3]{\theta \rho_w \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2)E_2} \right] F_n}. \quad (15)$$

Используя уравнение (15) и соотношение $b = a/\theta^2$, найдем выражение большой полуоси эллипса

$$b = 1,0113 \sqrt[3]{\frac{\rho_w}{\theta^2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2)E_2} \right] F_n}. \quad (16)$$

Законом изменения контактных напряжений идентичен закону изменения контактных деформаций (10), в связи с чем запишем

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_m^2}\right)}, \quad (17)$$

где σ_{\max} – максимальные контактные напряжения в точке $x = y = 0$

Приняв в выражениях (10) и (17) переменные величины $x = 0$ и $y = 0$, получим $W(x, y) = W_{\max} = a^2/2\rho_w$ и $\sigma(x, y) = \sigma_{\max}$. Далее, подставив значение $W_{\max} = a^2/2\rho_w$ и σ_{\max} в формулу (11), запишем $a^2/2\rho_w = B\sigma_{\max}$, откуда найдем

$$\sigma_{\max} = \frac{a^2}{2\rho_w B}. \quad (18)$$

На основе уравнений (14) и (15) выражение максимальных контактных напряжений (18) представим в развернутом виде:

$$\sigma_{\max} = 0,506 \sqrt[3]{\frac{\theta F_n}{\rho_w \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2)E_2} \right]^2}}. \quad (19)$$

При изготовлении зубчатых колес из одинаковых, например из стальных материалов, имеем $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, в связи с чем уравнения (15), (16) и (19) примут более упрощенный вид:

$$a = 1,234 \sqrt[3]{\frac{\theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu)E}}; \quad (20) \quad b = 1,234 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\theta^2 (\theta + \nu)E}}; \quad (21)$$

$$\sigma_{\max} = 0,3393 \sqrt[3]{\frac{\theta(\theta + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (22)$$

В силу очень больших величин радиусов кривизны ρ_{01} и ρ_{02} эквивалентных цилиндров, достигающих нескольких сотен метров, большая ось эллипса $2b$ эллиптической площадки контакта может достигать длины зубьев b_w , в связи с чем имеем условие $2b \leq b_w$. При $2b = b_w$ угол θ является оптимально-минимальной величиной.

Для определения оптимальной величины угла θ примем в уравнении (15) величину $b = b_w/2$. Затем, разделив правую часть указанного уравнения на $b_w/2$, получим трансцендентное уравнение для нахождения оптимальной величины угла θ , которое имеет вид:

$$\frac{2,468}{b_w} \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\theta^2 (\theta + \nu) E}} = 1. \quad (23)$$

Таким образом, при значениях угла θ , найденного путем решения уравнения (23), максимальные контактные напряжения в соответствии с уравнением (22), будут минимальными по своей величине. Однако по мере увеличения угла θ напряжения σ_{\max} будут возрастать до величин напряжений $\sigma_H = 0,418 E F_n / \rho_w b_w$ в соответствии с формулой Герца. Для получения равенства $\sigma_{\max} = \sigma_H$ необходимо приравнять друг к другу правые части уравнений σ_H и σ_{\max} , в связи с чем найдем ещё одно трансцендентное уравнение, а именно:

$$\theta(\theta + \nu)^2 = \frac{1,874}{b_w} \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{E b_w}}. \quad (24)$$

С учетом выполненных исследований шестерня 1 с повернутыми на угол θ зубьями 2 приведена на рисунке 2,а. На рисунке 2,б изображено зубчатое колесо 3 с неповернутыми зубьями 4, которые находятся в зацеплении с зубьями 2 шестерни.

Из рисунка 2 очевидно, что при зацеплении повернутых зубьев 2 с неповернутыми зубьями 4 радиальный зазор c изменяется в сторону его уменьшения.

Для сохранения минимальной величины зазора $c = 0,25m$ необходимо в рассматриваемой зубчатой передаче при высоте головки зуба $h_a = m$ принимать высоту ножки зуба $h_f = 1,25m + 0,5b_w\theta$, в связи с чем высота зуба $h = h_a + h_f = 2,25m + 0,5b_w\theta$ окажется увеличенной на $0,5b_w\theta$.

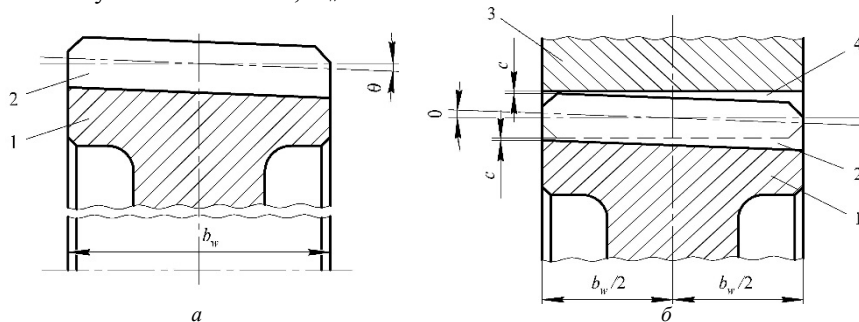


Рисунок 2 – Конструкция передачи:

а – шестерня 1 с повернутыми на угол θ зубьями 2;

б – колесо 3 с неповернутыми зубьями 4, находящимися в зацеплении

Для подтверждения эффективности предлагаемого нового технического решения выполним расчет зубчатой передачи с коническо-цилиндрическими колесами, исходя из следующих данных: $z_1 = 44$; $z_2 = 66$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b_w = 150$ мм; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. С этой целью по общеизвестным и приведенным формулам определяем $\rho_1 = 37,62$ мм; $\rho_2 = 56,43$ мм; $\rho_w = 22,573$ мм; $\sigma_H = 666$ МПа и $a = 0,255$ мм.

Затем, задавшись значениями угла $\theta = (5 \dots 15) \cdot 10^{-3}$ рад, определим путем решения трансцендентного уравнения (24) минимальную величину угла $\theta = 7,9 \cdot 10^{-3}$ рад. Далее исходя из значения угла $\theta = 7,9 \cdot 10^{-3}$ рад, по формулам (20)–(22) вычислим $a = 0,593$ мм; $b = b_w/2 = 75$ мм; $\sigma_{\max} = 466,3$ МПа; $\rho_{01} = 904 \cdot 10^3$ мм; $\rho_{02} = 603 \cdot 10^3$ мм и $\rho_0 = 361,72 \cdot 10^3$ мм.

Сравнивая между собой величины напряжений σ_H и σ_{\max} отметим, что нагрузочная способность предлагаемой зубчатой передачи с пространственной точечной системой зацепления выше в $(\sigma_H/\sigma_{\max})^3 = (666/466,3)^3 = 2,914$ раза по сравнению с таковой традиционной зубчатой передачи с плоской линейной системой зацепления зубьев.

При возрастании угла θ напряжения σ_{\max} возрастают и при значении угла $\theta = 36,32 \cdot 10^{-3}$ рад, вычисленном по формуле (24), их величина совпадает величиной $\sigma_H = 666$ МПа. Дальнейшее увеличение угла θ приводит к росту напряжений σ_{\max} , которые превышают напряжения σ_H , то есть $\sigma_{\max} > \sigma_H$. Для подтверждения сказанного, выполним расчет σ_{\max} при углах $\theta = 3^\circ$ и 5° , которым соответствуют $0,0523 \cdot 10^{-3}$ рад и $0,0873 \cdot 10^{-3}$ рад.

По формуле (22) при углах поворота цилиндров $\theta = 0,0523 \cdot 10^{-3}$ рад и $\theta = 0,0873 \cdot 10^{-3}$ рад находим величины $\sigma_{\max} = 956$ МПа и 1209 МПа, которые значительно выше напряжений $\sigma_H = 666$ МПа. Из приведенного анализа расчетных данных напряжений следует, что любая конкретная зубчатая передача с коническо-цилиндрическими колесами характеризуется минимально-оптимальным значением угла θ , определяемым при использовании уравнения (23), при котором максимальные контактные напряжения σ_{\max} в зацеплении зубьев достигают минимального значения.

Выводы:

1. Разработана новая зубчатая передача с пространственной точечной системой зацепления зубьев коническо-цилиндрических колес, характеризуемая высокой нагрузочной способностью по контактным напряжениям.
2. В основу указанной зубчатой передачи положена коническая шестерня, характеризуемая очень малой величиной конусности, достигаемой за счет поворота зубьев шестерни относительно зубьев колеса на угол $0 < \theta \leq 2^\circ$.
3. Для определения максимальных величин контактных напряжений в рассматриваемой зубчатой передаче решена сложная пространственная контактная задача, предусматривающая не только нахождение контактных напряжений, но и размеров эллиптической площадки контакта, а также минимальных значений угла поворота θ зубьев шестерни относительно зубьев колеса.

Список литературы: 1. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А.П. Попов. – Николаев: Изд-во НУК, 2008с. – 580с. 2. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 3. Патент № 76881 на винахід. Україна. Зубчаста передача з модифікованими ніжками зубів / Попов О.П. – а2004210; заявл. 14.12.04; опубл. 15.09.06. Бюл. №9. 4. Патент № 77304 на винахід. Україна. Зубчаста передача з криволінійними твірними зубів / Попов О.П. – а2004121281; заявл. 14.02.04; опубл. 15.11.06. Бюл. №11. 5. Патент № 77634 на

винахід. Україна. Зубчасте зачеплення / Попов О.П. – а20041210280; заявл. 14.12.04; опубл. 15.12.06. Бюл. №12. 6. Патент № 79810 на винахід. Україна. Передача Новикова з еліптичними зубами / Попов О.П., Попова Л.О. – а200501586; заявл. 21.02.05; опубл. 25.07.07. Бюл. №11. 7. Патент № 81008 на винахід. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зачеплення евольвентних зубів / Попов О.П. – а200507850; заявл. 08.08.05; опубл. 26.11.07. Бюл. №19. 8. Патент № 84606 на винахід. Україна. Зубчаста передача з рівномірним зачепленням евольвентних зубів / Попов О.П. – а200611795; заявл. 09.11.06; опубл. 10.11.08. Бюл. №21. 9. Патент № 90054 на винахід. Україна. Малошумна косозуба зубчаста передача / Попов О.П. – а200812840; заявл. 03.11.08; опубл. 25.03.10. Бюл. №6. 10. Патент № 65777 на винахід. Україна. Зубчаста передача з конічно-циліндричними колесами / Попов О.П., Попова Л.О. – u201103736; заявл. 28.03.11; опубл. 25.11.11. Бюл. №22.

Bibliography (transliterated): 1. Popov A.P. Kontaktnaya prochnost' zubchatykh mekhanyzmov [Tekst] / A.P. Popov – Nykolaev: Yzd-vo NUK, 2008. – 580p. 2. Popov A.P. Zubchatye mekhanyzmy s tochechnym kontaktom zub'ev [Tekst] / A.P. Popov. – Nykolaev: Yzd-vo Atoll, 2010. – 774p. 3. Patent No 76881 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha z modyfykovanyimi nizhkamy zubiv / Popov O.P. – a2004210; zayavl. 14.12.04; opubl. 15.09.06. Byul. No9. 4. Patent No 77304 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha z kryvoliniynymy tvimymy zubiv / Popov O.P. – a2004121281; zayavl. 14.02.04; opubl. 15.11.06. Byul. No11. 5. Patent No 77634 na vynakhid. Ukrayina. Zubchaste zacheplennya / Popov O.P. – a20041210280; zayavl. 14.12.04; opubl. 15.12.06. Byul. No12. 6. Patent No 79810 na vynakhid. Ukrayina. Peredacha Novikova z eliptychnymy zubamy / Popov O.P., Popova L.O. – a200501586; zayavl. 21.02.05; opubl. 25.07.07. Byul. No11. 7. Patent No 81008 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha Popova O.P. z tochkovoyu i dvopamoyu systemoyu zacheplennya evol'ventnykh zubiv / Popov O.P. – a200507850; zayavl. 08.08.05; opubl. 26.11.07. Byul. No19. 8. Patent No 84606 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha z rivnomirnym zacheplennym evol'ventnykh zubiv / Popov O.P. – a200611795; zayavl. 09.11.06; opubl. 10.11.08. Byul. No21. 9. Patent No 90054 na vynakhid. Ukrayina. Maloshumna kosozuba zubchasta peredacha / Popov O.P. – a200812840; zayavl. 03.11.08; opubl. 25.03.10. Byul. No6. 10. Patent No65777 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha z konichno-tsylindrychnymy kolesamy / Popov O.P., Popova L.O. – u201103736; zayavl. 28.03.11; opubl. 25.11.11. Byul. No22.

Поступила (received) 09.04.2015

УДК 539.3

Н.Б. СКРИПЧЕНКО, аспирант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
Н.Н. ТКАЧУК, к.т.н., докторант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
А.А. АТРОШЕНКО, аспирант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., заведующий каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ШЕРОХОВАТЫХ ТЕЛ С УЧЕТОМ ПОДАТЛИВОСТИ

В статье описана методика и результаты экспериментального исследования контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Использована технология чувствительных к давлению пленок, которые размещаются между контактирующими телами, они служат индикаторами для определения контактных площадок и датчиками для измерения распределения контактных давлений. Показано соответствие применяемой модели упругому основанию Винклера. В работе экспериментально получена величина податливости промежуточного слоя.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, сложнопрофилюное тело, упругое основание Винклера, контактные отпечатки.

Введение. Исследование взаимодействия элементов машиностроительных конструкций зачастую приводит к задачам анализа контактных давлений между сложнопрофильными телами [1]. В этом случае зачастую нарушаются гипотезы, в пределах которых справедлива модель Герца [2]. Например, первоначально точечный контакт таких тел может характеризоваться тем, что за-

зор, образуемый между ними, не может быть описан квадратичной формой двух координат, расположенных в общей касательной плоскости. Кроме того, на жесткость исследуемого узла влияет характер распределения контактных давлений, обусловленных перемещением точек взаимодействующих деталей как гладких или шероховатых упругих тел, точностью изготовления контактирующих деталей и качеством их обработки, наличием волнистости, шероховатости и т.п. Все эти факторы влияют на характер распределения контактных давлений, а также величину их максимальных значений.

Для исследования контактного взаимодействия тел с учетом этих факторов разрабатываются различные аналитические и численные методы. При этом достаточно важной задачей при использовании вновь разработанных, адаптированных или усовершенствованных методов численного исследования является определение самой возможности их применения, а также оценка сходимости и обеспечение точности численных решений при варьировании тех или иных параметров численных моделей.

В данной работе проведен и описан ряд экспериментальных исследований для обоснования применимости разработанного метода граничных интегральных уравнений с учетом наличия податливости промежуточного слоя при моделировании контактного взаимодействия.

Постановка задачи. В работе [3] предложен метод для учета влияния шероховатости на контактное взаимодействие сложнопрофильных тел (рисунок 1). В первом приближении применима модель упругого слоя, жесткостные свойства которого эквивалентны в некотором смысле свойствам шероховатого поверхностного слоя. Исследуемое тело Ω состоит из двух частей: Ω' – гладкое упругое тело и Ω^{\wedge} – покрывающий его шероховатый слой (рисунок 1).

При этом между перемещениями точек u_z^{Σ} поверхности S' , участвующих в описании условий контактного взаимодействия, перемещениями гладкого тела u'_z и шероховатого слоя u_z^{\wedge} существует зависимость

$$u_z^{\Sigma} = u'_z + u_z^{\wedge}. \quad (1)$$

В качестве модели этого слоя использовано основание Винклера [4, 5]:

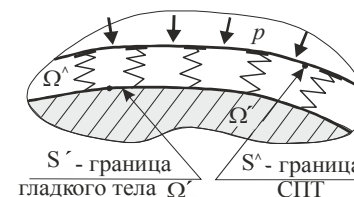
$$u_z^{\wedge} = \lambda p, \quad (2)$$

где λ – податливость слоя (или слоев), зависящая от свойств материала и качества обработки материала поверхностного слоя исследуемого тела. В большинстве случаев для технических расчетов используют обобщенные значения податливости λ , определяемые экспериментально. Например, в работе [4], приведены ее значения в зависимости от вида обработки сопрягаемых поверхностей контактирующих тел (см. таблицу).

С учетом тако-
кого представления

Таблица – Влияние вида обработки на контактную податливость

Вид обработки	Точение	Шлифование	Тонкое шлифование	Притирка
Ra, мкм	1,25...0,63	0,32...0,16	0,16...0,08	0,08...0,04
λ , мкм/МПа	1,3	0,8	0,5	0,2



S' – граница гладкого тела Ω'

S^{\wedge} – граница СПТ

▨ – упругое гладкое тело Ω'

▭ – шероховатый слой Ω^{\wedge}

Рисунок 1 – Модель шероховатого сложнопрофильного упругого тела

разрешающие соотношения имеют вид:

$$\sum_m C_{nm}^{\Sigma} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{ в контакте};$$

$$\sum_m C_{nm}^{\Sigma} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{ вне зоны контакта},$$
(3)

где коэффициенты матрицы влияния

$$C_{nm}^{\Sigma} = C_{nm} + \lambda \delta_{nm}.$$
(4)

Здесь C_{nm} – коэффициенты матрицы податливости, определяемые ранее приведенными соотношениями; λ – суммарная податливость шероховатых слоев в сопряжении шероховатых тел; $\delta_{nm} = \{1, \text{ если } n = m; 0, \text{ если } m \neq n\}$ – символ Кронекера. Добавление к диагональным элементам исходной матрицы податливости положительных слагаемых сохраняет ее положительную определенность.

Модель (2) является достаточно упрощенным вариантом более адекватных и точных зависимостей (например, степенных) между перемещениями и давлениями в шероховатом слое. В то же время даже в таком упрощенном виде она вносит качественное изменение в систему.

Моделирование упругого основания Винклера. В ходе проведения ряда экспериментов и получения распределений контактных давлений предложено промежуточный упругий слой моделировать с помощью резины толщиной 0,5мм. Для обоснования адекватности моделирования промежуточного

упругого слоя с ее помощью был проведен эксперимент, отображающий соответствие предложенной экспериментальной модели с моделью винклерового основания. Т.к. модель винклерового основания представляется как ряд пружин одинаковой жесткости, деформируемых независимо одна от другой, для подтверждения соответствия поведения вводимого упругого промежуточного слоя было предложено располагать чувствительные пленки над слоем резины и под ним (рисунок 2).

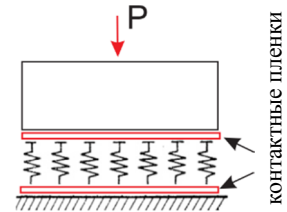


Рисунок 2 – Схема измерения контактных давлений



Рисунок 3 – Общий вид экспериментальной установки для исследования контактного взаимодействия

Общий вид экспериментальной установки показан на рисунке 3. Усилие прикладывается посредством винтовой пары, измеряется при помощи наклеенных на шток винта тензодатчиков, подсоединенных к тензометрическому набору ИСД-3, показания которого протарированы (с применением динамометра) для измерения усилий.

Для исследования контактных давлений сопрягаемых тел за-

действована технология контактных отпечатков с использованием чувствительных пленок фирмы Fujifilm [6]. Принцип работы пленок состоит в том, что при приложении контактного усилия микрокапсулы в цветообразующем слое разрушаются, и их вещество взаимодействует с веществом цветопроявляющего слоя. Интенсивность полученного цвета зависит от величины приложенного усилия.



Рисунок 4 – Контактные отпечатки: а – полученные над промежуточным упругим слоем; б – полученные под промежуточным упругим слоем

В ходе эксперимента были получены контактные отпечатки (рисунок 4), а также соответствующие им расшифровки в программном средстве Pressure Mapping Tool (рисунок 5). На рисунке 6 показаны соответствующие этим случаям распределения контактных давлений для одной частной нагрузки. Видно хорошее совпадение распределений контактных давлений.

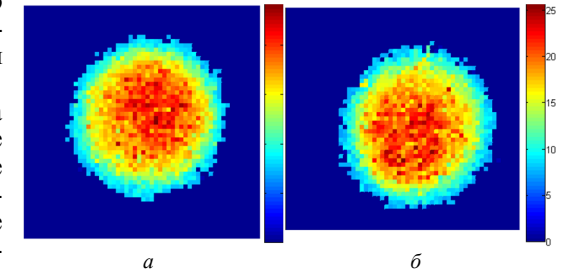


Рисунок 5 – Анализ контактных отпечатков (см. рисунок 2), полученных в ходе эксперимента а – контактное пятно, полученное над промежуточным слоем; б – контактное пятно, полученное под промежуточным слоем

Разница между максимальными значениями контактных давлений, полученными над промежуточным упругим слоем и под ним, составила 5%, а между размерами получаемых контактных пятен менее одного процента.

Определение величины податливости упругого слоя. С целью дальнейшего проведения ряда экспериментальных исследований контактного взаимодействия сложнопрофильных тел с наличием упругого слоя между ними был проведен эксперимент, в ходе которого определялась величина податливости слоя резины, используемая в качестве промежуточного упругого слоя.

В качестве макета был использован цилиндрический пуансон, вдавливаемый в плоское основание посредством винтовой пары. Для моделирования разной величины податливого слоя использовалось от одного до трех слоев резины. В ходе эксперимента с помощью микрометра определялись перемещения верхней плоскости цилиндрического пуансона в зависимости от прикладываемой нагрузки (рисунок 7). Эксперимент проводился в несколько этапов. Для исключения влияния перемещений самого цилиндрического пуансона, на

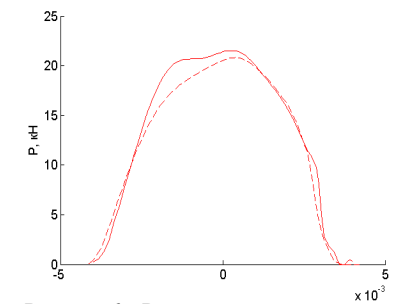


Рисунок 6 – Распределение контактных давлений при действии частной нагрузки: — над промежуточным упругим слоем; - - - под промежуточным упругим слоем

первом этапе он вдавливался в плоское основание без промежуточного слоя, полученные при этом перемещения вычитались из перемещений при наличии промежуточного слоя. Далее был проведен ряд нагружений с различным количеством слоев резины при варьируемой величине усилия прижатия (рисунок 8). Т.о, были получены зависимости перемещений при варьировании количества слоев промежуточного слоя, а также силы прижатия. Проведенный эксперимент позволил получить величину податливости λ одного слоя резины, которая равна $0,77 \cdot 10^{-11}$ м/Па.

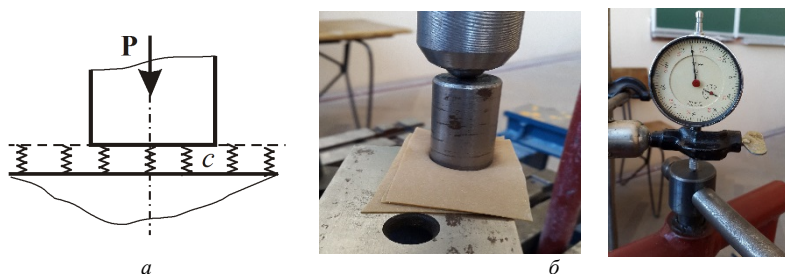


Рисунок 7 – Определение величины податливости упругого слоя:
а – общий вид расчетной схемы; б – элементы экспериментальной установки

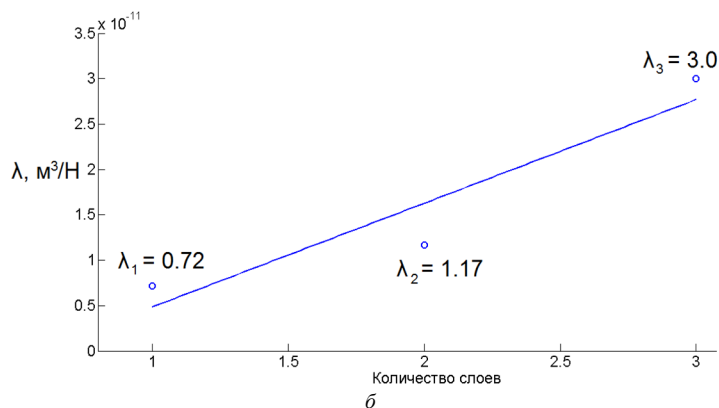
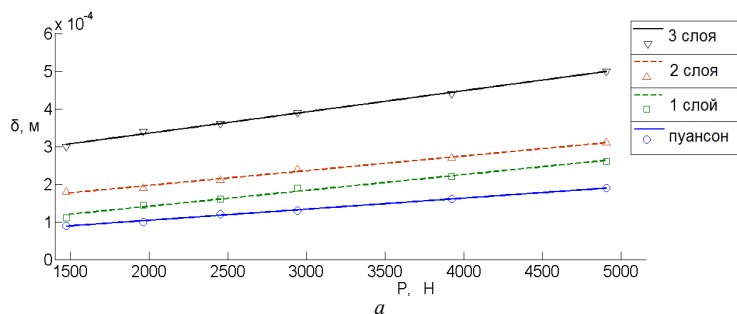


Рисунок 8 – Экспериментальное определение податливости:

а – перемещение пуансона при варьировании силы прижатия и количества промежуточных слоев
б – экспериментально полученная величина податливости в зависимости от количества слоев резины

Для подтверждения адекватности проведенного эксперимента и точности полученных результатов, проведено сравнение с решением численной задачи, предложенным в работе методом учета наличия шероховатости. Рассмотрен случай контакта шара с плоскостью с наличием промежуточного упругого слоя между сопрягаемыми телами. Полученные численно контактные пятна качественно аналогичны контактным отпечаткам, полученным экспериментальным путем (рисунок 9). Расхождение результатов составило не более 10%.

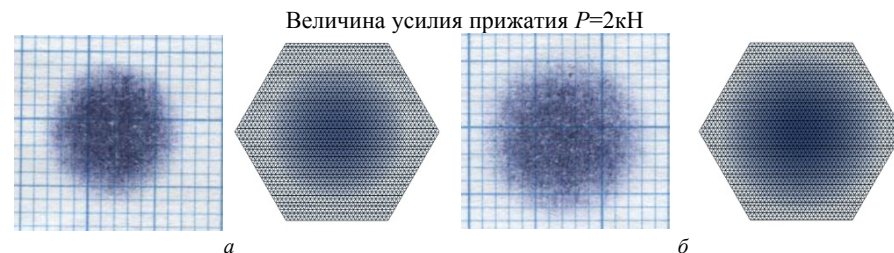


Рисунок 9 – Контактные пятна в сопряжении шара с плоскостью и соответствующие им численные решения:
а – 1 слой резины; б – 2 слоя резины

Выводы. В работе продемонстрирована достоверность и точность предложенных математических, численных и экспериментальных моделей и полученных с их помощью результатов.

Во время проведения эксперимента показана адекватность предложенных способов моделирования упругого промежуточного слоя. Таким образом, в ходе проведенных расчетно-экспериментальных исследований продемонстрирована возможность моделирования контактного взаимодействия сложнопрофильных тел с учетом наличия промежуточного упругого слоя при помощи варианта метода граничных интегральных уравнений.

В дальнейшем планируется применить предложенную методику экспериментальных исследований для определения контактных зон и давлений в сопряжениях различных элементов машиностроительных конструкций.

Список литературы: 1. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203с. 2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 3. Ткачук Н.Н., Мовшович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения // КШП. ОМД. – М.: ООО Тисо Принт", 2014. – №3 – С.3-10. 4. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с. 5. Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 228с. 6. www.fujifilm.com

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk N.N. Analiz kontaktnogo vzaimodejstviya slozhnoprofil'nyh ehlementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematicheski sopryazhennymi poverhnostyami: diss... kand.tekhn. nauk: spec. 05.02.09. –Khar'kov, 2011. – 203p. 2. Dzhonson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodejstviya. – Moscow: Mir, 1989. – 510p. 3. Tkachuk N.N., Movshovich I.YA., Tkachuk N.A., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V. Analiz kontaktnogo vzaimodejstviya gladkih i sheghohovatyh tel metodom granichnyh ehlementov: modeli i razreshayushchie uravneniya // KSHP. OMD. – Moscow: ООО "Tiso Print", 2014. – No3 – P.3-10. 4. Reshetov D.N., Portman V.T. Tochnost' metallorazhushchih stankov. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336p. 5. Demkin N.B. Kontaktirovanie sherohovatyh poverhnostej. – Moscow: Nauka, 1970. – 228p. 6. www.fujifilm.com

Поступила (received) 06.04.2015

В.В. СТАВИЦЬКИЙ, к.т.н., доцент каф. ДВЗ і машинознавства
 СХУ ім. В. Даля, Северодонецьк;
П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., завідувач каф. ДВЗ і машинознавства
 СХУ ім. В. Даля;
Д.М. МАРЧЕНКО, д.т.н., проф., завідувач каф. кібернетики
 та комп'ютерних систем СХУ ім. В. Даля;
П.В. ФІЛЬ, к.т.н., доцент каф. ДВЗ і машинознавства СХУ ім. В. Даля;
В.М. КРАВЧЕНКО, аспірант каф. ДВЗ і машинознавства СХУ ім. В. Даля

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ФАКТОРІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ АЕРОГІДРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР У ВИСОКОШВИДКІСНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧАХ

У статті виявлено природу аерогідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс та запропоновано прості аналітичні вирази, які надають можливість визначати енергетичну ефективність високошвидкісних зубчастих передач. На підставі рівняння масового балансу визначена щільність оливоповітряної суміші в западинах зубчастого колеса та встановлено число Ейлера, що визначає досягнення її критичного значення. Визначено межі впливу торцевих зазорів на втрати потужності та ефективності застосування змащування зануренням.

Ключові слова: високошвидкісні зубчасті передачі, зубчасте колесо, втрати потужності, аерогідродинамічний опір, оливоповітряна суміш, торцевий зазор, ширина зубчастого вінця.

Вступ. Розвиток сучасного машинобудування ґрунтується на пошуках нових технічних рішень, що передбачають підвищення надійності, коефіцієнта корисної дії (ККД), навантажувальної здатності та кінематичної точності за умови одночасного зменшення маси й габаритів. Важливо дотримуватися цих вимог при розробленні високошвидкісних (колова швидкість понад 150м/с) і важконавантажених (потужність понад 100МВт) зубчастих передач.

Актуальність задачі. Експлуатація високошвидкісних зубчастих передач пов'язана з втратами потужності внаслідок аерогідродинамічного опору. За даними наявних наукових досліджень [1] при коловій швидкості 80 м/с аерогідродинамічні втрати складають 70% від загальних втрат при повному навантаженні і 86% при 25% навантаженні. Намагання врахувати такі значні втрати дотепер спиралися на експериментальні результати, які є різними в різних наукових дослідженнях для однакових передач. Такі похибки зменшують ступінь достовірності при визначенні енергетичної ефективності експлуатації високошвидкісних зубчастих передач.

З огляду на вищевикладене є потреба досконалого вивчення впливу геометричних, конструктивних, кінематичних та силових параметрів зубчастих передач на показники дисипації енергії в них з метою розроблення нових методів оцінювання втрат потужності при експлуатації високошвидкісних зубчастих передач та вибору їх оптимальних параметрів при проектуванні енергонасичених й одночасно ресурсо- та енергоощадних зубчастих передач трансмісії енергетичних машин із заданими техніко-експлуатаційними характеристиками.

Аналіз останніх досліджень та літератури. В умовах занурення зубчастих коліс в оливну ванну частина потужності витрачається на подолання аерогідродинамічного опору їх обертанню. Першими дослідженнями аерогідродинамічного опору є праці N.E. Anderson і S.H. Loewenthal [2, 3]. Ними розроблено емпіричну

модель, що оцінює втрати потужності в залежності від радіуса діляльного кола (r_i), ширини зубчастого вінця (b), модуля зубчастого колеса (m), торцевого зазору між колесом, що обертається, та нерухомою стінкою картеру передачі (y), швидкості обертання зубчастого колеса (ω_i) та кінематичної в'язкості оливоповітряної суміші (ν) у картері зубчастої передачі. Найбільш системними та прискіпливими є дослідження Р.Н. Dawson [4, 5]. Було досліджено 37 зубчастих коліс с діаметрами западин 300-1160 мм, шириною зубчастого вінця 32-187 мм та модулями 2-24 мм. Ці експерименти надали першу інформацію про аеродинаміку зубчастих коліс та заклали підвалини для подібних подальших досліджень. Наприклад, J.P. Barnes [6] застосував результати Dawson, намагаючись розширити діапазон їх використання за допомогою розмірного аналізу. Barnes запропонував наступне рівняння, в якому відображено експоненціальний вплив основних параметрів зубчастих коліс на втрати потужності внаслідок аерогідродинамічного опору:

$$\Delta P_{A_i} = C \cdot \mu^f \cdot \rho \cdot \omega_i^n \cdot r_i^k \cdot m_i^l \cdot b^s \cdot y^x. \quad (1)$$

У подальшому дослідники уточнювали показники ступенів та коефіцієнти пропорційності. Наприклад, А.А. Lord [7] запропонував наступні показники: $n=3$; $k=3,42-3,61$; $f=0$; $l=0,96-1,16$; $s=0,42$. У Н. Mizutani [8] $n=2,8$. Експерименти Y. Diab [9, 10] дали наступні показники: $n=2,75$; $k=4,5$; $f=0,75$; $l=0$; $s=0,8$; $x=0,56$. S. Seetharaman [11] отримав значення ($n=2,86$; $k=4,72$; $f=0,14$; $l=0$; $s=0$; $x=0$) дуже близькі до аналогічних дані Dawson ($n=2,85$; $k=4,7$; $f=0,15$; $l=0$; $s=0$; $x=0$). R.F. Handschuh і С. J. Kilmain [12] також підтвердили значення показників ступенів, отриманих Р.Н. Dawson.

При дослідженні гідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс при зануренні останніх в оливну ванну більшість авторів уточнювали показники ступенів та пропорційні коефіцієнти у рівнянні, запропонованому А.С. Тереховим [13] подібному рівнянню (1), але з урахуванням глибини занурення (h_i) у ступені p .

У А.С. Терехова ці показники склали: для ламінарного режиму течії: $n=1,9$; $k=1,45$; $s=0,6$; $p=1,5$; для перехідного та турбулентного режимів течії – $n=2,2$; $k=1,774$; $s=0,876$; $p=1,5$. Е. Lauster, М. Voos [14] надали єдине рівняння для усіх режимів с показниками: $n=1,45$; $k=2,3$; $s=0,6$; $p=1,5$.

R.J. Vones [15] експериментально дослідив гідродинамічний опір як гладких дисків, так і зубчастих коліс. В результаті він отримав наступні коефіцієнти: $n=2$; $k=4$; $s=0$; $p=1$ – для ламінарного режиму течії та $n=1$; $k=4$; $s=0$; $p=1$ – для турбулентного режиму течії.

Результати своїх експериментів С. Changenet і Р. Vexel [16] звели до аналогічного рівняння, але з іншими показниками ступенів: $n=1,59$; $k=1,23$; $s=0$; $p=0,45$ – для ламінарного режиму течії та $n=1,24$; $k=2,22$; $s=0,85$; $p=0,45$ – для турбулентного режиму течії.

Необхідно підкреслити також, що практично всі дослідники згодні, що зменшення радіального та торцевого зазорів між зубчастим колесом та корпусом передачі знижує втрати потужності внаслідок аерогідродинамічного опору, але тільки в експериментах Y. Diab [10] та С. Changenet і Р. Vexel [16] досліджена їх чисельна залежність.

Більш детальніший огляд досліджень аерогідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс наведений у [17], але навіть з такого скороченого аналізу емпіричних залежностей зрозуміло, що оцінка впливу того чи іншого параметру на втрати потужності суттєво відрізняється у різних авторів. Спроба ж застосувати ці залежності для розрахунку втрат потужності для зубчастих коліс з однаковими параметрами по-

казала, що результати відрізняються на 25%..400%. Такі розбіжності на наш погляд не можуть бути пояснені різними умовами та методиками проведення експерименту. Тобто необхідні теоретичні дослідження, що дозволять зрозуміти природу аерогідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс за різних умов змашування. Результати таких досліджень можуть стати підвалинами інженерних методів розрахунку втрат потужності внаслідок аерогідродинамічного опору, які не можуть бути не враховані при розробці високошвидкісних енергоощадних зубчастих передач.

Ціль статті. Теоретично обґрунтувати функціональні залежності впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на втрати потужності внаслідок аерогідродинамічного опору в високошвидкісних енергоощадних зубчастих передачах.

Постановка задачі. З метою вивчення закономірностей руху оливоповітряної суміші в просторі між зубцями колеса використані інструменти технології обчислювальної гідродинаміки із застосуванням програмного продукту FLUENT. Чисельно вирішувалися рівняння нерозривності і осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса. У результаті числового експерименту отримано розподіл швидкостей і тиску оливоповітряної суміші в западинах зубчастого колеса, що швидко обертається. Встановлено, що а) при обертанні зубчастого колеса значна частина оливоповітряної суміші рухається разом із западиною; б) у западинах виникає циркуляційний рух оливоповітряної суміші з невеликою відносною швидкістю; в) тиск у западинах зменшується в радіальному напрямку (від кола голівок до кола ніжок зубців); г) у западинах утворюється осьовий потік оливоповітряної суміші в напрямку "торцева поверхня зубчастого колеса – серединна частина зубчастого вінця", а потім у радіальному напрямку.

З метою визначення в аналітичному вигляді інтегральних характеристик дисипації енергії внаслідок аерогідродинамічного опору запропоновано спрощену математичну модель, яка базується на таких припущеннях: а) аеродинамічний опір у западинах визначається силою Коріоліса, що спричинена радіальною швидкістю витікання оливоповітряної суміші при її обертанні разом із зубчастим колесом; б) додатковими видами дисипації енергії є в'язкісне тертя оливоповітряної суміші на робочих поверхнях і голівках зубців, торцевих поверхнях зубчастого колеса та гальмування потоку суміші в зазорі між зубчастим колесом і картером зубчастої передачі; в) радіальна швидкість оливоповітряної суміші в западинах і швидкість обертання зубчастого колеса є сталими величинами; г) перехідні режими відносної течії оливоповітряної суміші відсутні (режим або ламінарний, або турбулентний).

Результати досліджень. Отримано аналітичну залежність для розрахунку втрат потужності внаслідок аерогідродинамічного опору обертанню i -го зубчастого колеса:

$$\Delta P_{A_i} = \rho \cdot \omega_i^3 \cdot r_i^5 \cdot \left[(C_{K_i}^A + C_{K_i}^\Gamma) + (C_{M_i}^A + C_{M_i}^\Gamma) + (C_{R_i}^A + C_{R_i}^\Gamma) \right], \quad (2)$$

де безрозмірний момент аеродинамічного опору:

$$C_{K_i}^A = \bar{b}_i \cdot (A_i^2 - B_i^2) \cdot \bar{\rho}_a \cdot (\pi - 4x_i \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin 2\alpha / 2;$$

безрозмірний момент гідродинамічного опору при зануренні зубчастого колеса в оливну ванну:

$$C_{K_i}^\Gamma = (A_i^2 - B_i^2) \cdot \sum_{i=1}^2 y_i \cdot \bar{V}_3 \cdot \arccos^2(1 - \bar{h}_i) \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \beta;$$

відносна швидкість заповнення оливою западин через торцеві перетини останніх:

$$\bar{V}_3 = k_s \cdot \sqrt{(A_i^2 - B_i^2) + (2/Fr)(\bar{h}_i - A_i - B_i) + (2\Phi_i / \sqrt{\operatorname{Re}_a}) + (k_o \sin \alpha \cdot \cos \beta)^2};$$

коефіцієнт, що залежить від геометричних параметрів зубчастого колеса

$$\Phi_i = (\sin \alpha \cdot \cos \beta / \varphi_i)^{1,5} (\operatorname{tg}^2 \alpha_a - \operatorname{tg}^2 \alpha_f) \cdot \cos \alpha / (A_i \sqrt{3});$$

g – прискорення земного тяжіння, м/с²; k_0 – швидкісний коефіцієнт, що залежить від форми отвору витікання оливи із западини зубчастого колеса; $\alpha_a, \alpha_f, \alpha$ – кути профілю евольвенти на колах западин та вершин і верстатного зачеплення відповідно, рад; β – кут нахилу лінії зубців, рад; $A_i = r_{ai}/r_i$ – відносний радіус кола вершин; $\bar{b}_i = b_i/r_i$ – відносна ширина зубчастого вінця; $B_i = r_{bi}/r_i$ – відносний радіус кола западин; r_a, r_i – радіуси кіл вершин і западин відповідно, м; $\bar{\rho}_a = \rho_a/\rho$ – відносна щільність суміші в западинах; x_i – коефіцієнт зсуву ріжучого інструменту.

Аналіз розрахунків за рівнянням (2) показав, що принциповим чинником, який визначає аерогідродинамічний опір, є сили Коріоліса – 75-80% від усіх втрат. Моменти сил в'язкісного тертя торцевих поверхонь зубчастих коліс (C_{M_i}) і в радіальному зазорі між голівками зубців та корпусом передачі (C_{R_i}) складають відповідно 15-17% та 3-10%.

Встановлено, що оливоповітряна суміш викидається з западин відцентровими силами та засмоктується через торцеві перетини міжзубцевого простору. На підставі рівняння масового балансу визначена щільність оливоповітряної суміші в западинах зубчастого колеса:

$$\bar{\rho}_a = \left[1 - \frac{(f_i \cdot \bar{b})^2}{2Eu} \cdot \gamma_k \right]^{1/(k-1)}, \quad (3)$$

де $f_i = 4 \cdot A_i / [(A_i^2 - B_i^2) \cdot k_s \cdot (\bar{y}_1 + \bar{y}_2)]$; k_s – швидкісний коефіцієнт торцевого перетину западини; $\bar{y}_{1,2} = 4 \cdot B_i \cdot \bar{\delta}_{1,2} / (A_i^2 - B_i^2)$ – коефіцієнт торцевого зазору; $\bar{\delta}_{1,2} = \delta_{1,2}/r_i$ – відповідні відносні торцеві зазори; $Eu = p_a / (\rho \cdot V_{кол}^2)$ – критерій Ейлера; p_a – атмосферний тиск, МПа; k – показник адиабати оливо-повітряної суміші; $\gamma_k = (k-1)/k$; $V_{кол} = \omega_i \cdot r_i$ – колова швидкість, м/с.

За умови значних колових швидкостей обертання і відсутності торцевих зазорів у западинах визначено критичну щільність – $\bar{\rho}_a^{kp} = [2/(k+1)]^{1/(k-1)}$.

Теоретично встановлено граничне значення числа Ейлера, що визначає досягнення критичної щільності оливоповітряної суміші в западинах зубчастого колеса:

$$Eu_{kp} = 4 \cdot \bar{b} \cdot A_i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta / \left(k \cdot \sqrt{\frac{2}{k+1}} \cdot (A_i^2 - B_i^2) \sum_{i=1}^2 (y_i \cdot k_s \cdot t_s) \right), \quad (4)$$

де $t_s = 1 + \Delta p_t / p_a$ – локальне відносне підвищення тиску за умови повного гальмування потоку у торцевому зазорі.

Проведений аналіз сил, що діють на змашувальну рідину між зубцями, засвідчує наявність двох режимів руху оливи в западинах колеса при його зануренні в оливну ванну, які характеризуються співвідношенням відцентрових, гравітаційних, гідростатичних сил і сил в'язкості та Коріоліса. Межа цих режимів визначається критичним значенням числа Рейнольдса Re_a^* . За умови $\operatorname{Re}_a \leq \operatorname{Re}_a^*$ сили в'язкості перевищують відцентрові та гравітаційні сили, й олива утримується в западинах. В ін-

шому випадку западина залишається частково заповненою. Досліджено залежність Re_a^* від геометричних параметрів зубчастого колеса та глибини занурення останнього в оливу ванну. Виявлено, що кількість оливи в западинах залежить не лише від частоти обертання колеса, але й від площі торцевого перетину западини, що визначається геометричними параметрами колеса та величиною торцевих зазорів. При зменшенні торцевих зазорів за критичні значення $\delta_{1,2} \leq \delta_{1,2}^{kp}$ ($y_{1,2} \leq 1$) визначальною стає площа торцевого зазору. Критичне значення торцевого зазору запропоновано розраховувати так: $\delta_i^{kp} = (A_i^2 - B_i^2) / (2 \cdot B_i)$. При перевищенні критичних значень зміна торцевого зазору не впливає на втрати потужності внаслідок аерогідродинамічного опору.

Висновки.

1. Запропоновано прості аналітичні вирази, які надають можливість з мінімальними витратами обчислювальних зусиль визначати енергетичну ефективність високошвидкісних зубчастих передач.
2. Виявлено природу аерогідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс: а) основним фактором є сили Кориоліса; б) нелінійність впливу на втрати потужності ширини зубчастого вінця обумовлена протиріччю зростанням сили Кориоліса та зменшенням щільності оливоповітряної суміші між зубцями при збільшенні ширини зубчастого вінця.
3. Отримано залежності, що визначають межі: а) впливу торцевих зазорів на втрати потужності внаслідок аерогідродинамічного опору; б) застосування змащування зануренням; с) розрідженості суміші в просторі між зубцями.
4. Отримані залежності стали основою інженерних методів аналізу енергоефективності високошвидкісних зубчастих передач, які дозволяють оптимізувати їх геометричні параметри за умови максимального ККД.

Список літератури: 1. Heingartner P. Determination power losses in the helical gear mesh / P. Heingartner, D. Mba // Gear technology. – 2005. – P. 32-37. 2. Anderson N.E. Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss / N.E. Anderson, S.H. Loewenthal // ASME Journal of mechanical design. – 1981. – Vol. 103. – P. 151-159. 3. Anderson N.E. Design of spur gears for improved efficiency / N.E. Anderson, S.H. Loewenthal // ASME Journal of mechanical design, № 104. – 1982. – P. 767-774. 4. Dawson P.H. High speed gear windage. // GEC Review. – 1988. – № 4(3). – P. 164-167. 5. Dawson P.H. Windage loss in larger high-speed gears. / Proc. Inst. Mech. Eng. – 1984. Part A: Power and process engineering, № 198(1). – P. 51-59. 6. Barnes J.P. Non-dimensional characterization of gear geometry / Mesh loss and windage. Fall AGMA/ASME Meeting, San Diego, CA. – 1997. 97FTM11, p. 12. 7. Lord A.A. An experimental investigation of geometric and oil flow effects on gear windage and meshing losses: Ph.D. thesis / A.A. Lord. – University of Wales, Swansea, 1998. 8. Mizutani H. Power loss of long addendum spur gears with large chamfer on tooth tip-ends / H. Mizutani // Fourth World congress on gearing and power transmission, Paris, France, 1999. 9. Diab Y. Windage losses in high speed gears – Preliminary experimental and theoretical results. / Y. Diab, F. Ville, C. Chagnenet, P. Velex // ASME Journal of mechanical design. – 2004. – № 126(5). – P. 903-908. 10. Diab Y. Simulations and experimental investigations on windage losses in high-speed gears. / Y. Diab, F. Ville, P. Velex, M. Wendling // VDI-Berichte. – 2005. – № 1904. – P. 143-145. 11. Seetharaman S. An investigation of load-independent power losses of gear systems: PhD Dissertation / S. Seetharaman. – The Ohio State University, 2009. 12. Handschuh R.F. Preliminary comparison of experimental and analytical efficiency results of high-speed helical gear trains / R.F. Handschuh, C.J. Kilmain // DETC'03: ASME 2003 Design engineering technical conferences and computers and information in engineering conference. – 2003. – Vol. 4B. – P. 949-955. 13. Terekhov A.S. Basic problems of heat calculation of gear reducers / A.S. Terekhov // JSME International conference on motion and power transmissions, Hiroshima, Japan, 1991. – P. 490-495. 14. Lauster E. Zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge / E. Lauster, M. Boos // VDI – Berichte. – 1983. – № 488. – P. 45-55. 15. Boness R.J. Churning losses of discs and gear running partially submerged in oil. // Proceedings of the ASME international power transmission and gearing conference, Chicago. – 1989. – Vol. 1. – P. 355-359. 16. Chagnenet C. A Model for the prediction of churning losses in geared transmissions – preliminary results. / C. Chagnenet, P. Velex // ASME Journal of mechanical design. – 2007. – № 129. – P. 128-133. 17. Stavitsky V. Load-independent power losses of gear systems: a review / Stavitsky V., Nosko P., Fil P., Karpov O., Velichko M. // TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – 2010. – Vol. XB, P. 205-259.

Поступила (received) 31.03.2015

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доц., старший науковий співробітник відділу міцності зварних конструкцій ІЕЗ ім. Є.О. Патона НАН України, Київ

ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПРОФІЛЮВАННЯ ВИХІДНИХ КОНТУРІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ КРИВИМИ ДРУГОГО ПОРЯДКУ

У статті розглянуто можливість застосування еліпсу, параболи та гіперболи для утворення профілю вихідного контуру. Визначено граничні параметри профільного кута і коефіцієнта висоти профілю, за яких застосування зазначених кривих є можливим. Розроблено рекомендації з вибору параметрів вихідного контуру таких передач, встановлено зв'язок між ними. Запропоновано загальний алгоритм вибору параметрів. Перевірено можливість застосування гіперболічного вихідного контуру замість традиційного та вихідного контуру для авіаційних зубчастих коліс. З використанням результатів даної роботи можна проводити подальші дослідження геометрії таких передач.

Ключові слова: вихідний контур, прямий зуб, профільний кут, зубчаста рейка.

Вступ. Актуальність завдання. Якісні показники зубчастих приводів, що входять до складу більшості сучасних машин, дуже суттєво впливають на технічний рівень та показники самих машин. Річні обсяги виробництва машинобудівної галузі передових країн світу постійно зростають. Про це свідчать і постійно зростаючі обсяги виготовлення зубчастих коліс [1]. Через це завдання підвищення якості передач зачепленням набуває особливої актуальності.

Аналіз літератури. Досить розповсюдженим способом удосконалення передач є вибір для них раціональних геометричних параметрів. Такий спосіб знайшов своє відображення у наукових працях багатьох вітчизняних та зарубіжних учених, починаючи з синтезу евольвентного зачеплення [2] і закінчуючи працями останніх років, наприклад [3-5], де геометрія вихідного контуру синтезується безпосередньо за критеріями працездатності [6] або за лінією зачеплення та забезпечує опукло-ввігнутий контакт.

У цих працях автори розглядають робочу та перехідну ділянки вихідного контуру окремо, причому для вибору їх параметрів приймаються до уваги різні критерії працездатності. Параметри робочого профілю вибирають за контактною міцністю, перехідної ділянки – за згинальною міцністю. Таких підхід є цілком логічним, але запаси за даними критеріями можуть істотно відрізнитися одне від одного, особливо для евольвентних передач.

Новий підхід до утворення профілю вихідного контуру запропоновано в роботі [7]. Він полягає у одночасному визначенні форми обох ділянок профілю, як розв'язок єдиної задачі. Для реалізації такого підходу мають перспективи гладкі криві, що дозволять описати обидві ділянки вихідного контуру однією функцією.

Вибір їх раціональних параметрів дозволить зрівняти або наблизити значення запасів за контактною і згинальною міцністю. Прикладом таких кривих можуть бути криві другого порядку. Найпоширеніша з них крива, що застосовувалася для профілювання вихідного контуру, – це коло. Воно описує вихідний контур передач Новікова [8] та конхoidalних передач, які відомі давно та досліджуються дотепер [9, 10]. Однак в обох випадках коло застосовується для профілювання лише робочої ділянки вихідного контуру, і для таких вихідних контурів потрібна окрема перехідна крива.

© П.М. Ткач, 2015

Крім кола із кривих другого порядку для утворення зубців застосовано еліпс. Наприклад, його використано для профілювання зубців шестірни та колеса в нормальному перерізі при створенні еліптичного зачеплення із точковим контактом, що представлено в роботі [11]. При цьому еліпсом описано як робочу, так і перехідну ділянки. Однак можливість профілювання еліпсом вихідного контуру для передач із лінійчатим контактом розглянута не була. Еліптичний вихідний контур (ЭЛ-72) запропоновано у роботі [12]. Там він застосовувався як профіль різця для утворення кінцевих кругових зубців, але за твердженням авторів його розглянуто "чисто геометрично, лише як приклад зачеплення".

У останні роки було розроблено новий високопродуктивний спосіб виготовлення зубців коліс довільного профілю [13]. Даний спосіб окрім суто технологічних переваг забезпечує також більшу економічну ефективність [14]. Останнє має вирішальне значення, якщо застосовувати цей спосіб при виготовленні нових видів зубчастих передач.

Таким чином, технологічні складності, як головну перешкоду на шляху розробки та впровадження таких передач, завдяки способу [13] подолано. Як впливає з аналізу робіт, наразі не створено математичної моделі передач, яка дозволила б функціонально зв'язати параметри профілюючої кривої (еліпса, параболи, гіперболи) з показниками працездатності (міцністю, зносостійкістю, теплостійкістю, втратами в зачепленні). Наявність такого зв'язку дозволить ефективно вирішувати як завдання аналізу якості зачеплення, так і завдання синтезу за якісними показниками геометрії різального інструменту.

Мета статті: створити основу для синтезу нових типів зачеплень, визначивши геометричні параметри кривих другого порядку, за яких їх використання в якості вихідних контурів буде можливим.

Постановка завдання. Оскільки функції кривих, що описують вихідний контур відомі, завдання зводиться до визначення для цих кривих раціональних значень параметрів, що забезпечують у передачах близькі значення запасів за контактною і згинальною міцністю. На основі математичної моделі можна виконати порівняльний аналіз таких передач із традиційними за показниками працездатності. Тому необхідно встановити зв'язки між параметрами, а також визначити область їх існування.

1. Еліптичний профіль. Звичним і доволі зручним для реалізації синтезу вихідного контуру [3,10] є його представлення у параметричному виді [15], тобто за допомогою параметру λ та функцій загального виду $f_1(\lambda)$, $f_2(\lambda)$. Зв'яжемо ці функції з системою координат вихідного контуру $X_k O_k Y_k$ (рисунок 1), початок якої знаходиться на початковій прямій (на рисунку 1 її позначено "n.n."). Тоді координати точок вихідного контуру будуть визначатися як $x_k = f_1$, $y_k = f_2$ (тут і в подальшому параметр λ будемо відкидати для скорочення записів).

Будемо розглядати верхню частину вихідного контуру, вважаючи нижню – симетричною відносно початку координат O_k .

Еліпс, частина якого утворюватиме вихідний контур, задаймо у системі координат $X_e O_e Y_e$ (рисунок 1). Його рівняння у канонічному виді у системі координат, пов'язаній з вихідним контуром

$$(x_0 + f_1)^2/a^2 + (y_0 - f_2)^2/b^2 = 1, \quad (1)$$

де a, b – півосі еліпса; x_0, y_0 – координати його центру у системі $X_k O_k Y_k$.

Для визначення можливості використання частин еліпсу в якості ділянок вихідного контуру треба визначити координати x_0 і y_0 , а також установити співвідношення між півосями і визначити їх вплив на профільний кут на початковій прямій α_n та висоту профілю h (рисунок 1).

Координати центру впливають з побудови контуру, тобто

$$x_0 = a - h; \quad y_0 = 0,25\pi. \quad (2)$$

Для стандартних вихідних контурів висота h є фіксованою. Наприклад, для прямобічного вихідного контуру, згідно з ГОСТ 13755-81, висота приймається (у долях модуля) $h_a = 1$, $h_f = 1,25$. Оскільки контур, що розглядається є нестандартним, будемо вважати його висоту h змінною величиною.

Для того, щоб частина еліпса могла бути використана для профілювання вихідного контуру, треба, щоб ця частина перетинала початкову пряму у початку координат O_k . Тобто, має виконуватися умова $f_1 = 0$, $f_2 = 0$. Підставивши ці значення до (1), з урахуванням (2) маємо співвідношення

$$b = 0,25\pi a / \sqrt{2ah - h^2}. \quad (3)$$

Щоб знаменник у (3) не дорівнював нулю, а під коренем було додатне значення, необхідно, щоб

$$h < 2a. \quad (4)$$

Очевидно, що значення більшої півосі a впливає на висоту профілю і на профільний кут на початковій прямій. Кут у будь-якій точці профілю можна визначити зі співвідношення [15]

$$\operatorname{tg} \alpha = f_2' / f_1', \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \alpha = f_2'(f_1). \quad (5)$$

Другий спосіб визначення профільного кута в даному випадку є зручнішим, але для цього треба визначити функцію $f_2'(f_1)$ в явному виді. Знайдемо її з рівняння (1) з урахуванням (2)

$$f_2 = 0,25\pi - (b/a) \cdot \sqrt{2a(h - f_1) - (h - f_1)^2}. \quad (6)$$

Знайдемо першу похідну (6) за f_1 і одержимо

$$\operatorname{tg} \alpha = f_2' = b(a - h + f_1) / \left[a \sqrt{2a(h - f_1) - (h - f_1)^2} \right]. \quad (7)$$

Співвідношення (7) за умови $f_1 = 0$, $f_2 = 0$ дасть значення профільного кута на початковій прямій. Визначимо його з урахуванням (3)

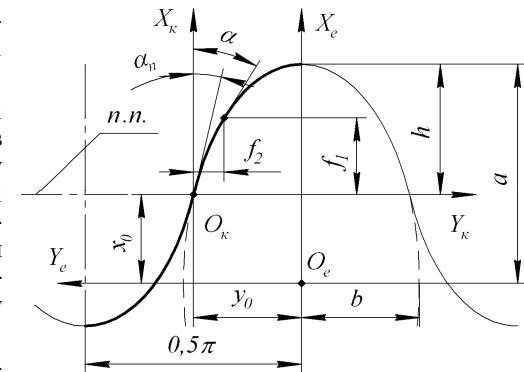


Рисунок 1 – Еліптичний вихідний контур (модуль 1мм)

$$\operatorname{tg} \alpha_n = 0,25\pi(a-h)/(2ah-h^2). \quad (8)$$

Цілком очевидно, що співвідношення (8) однозначно пов'язує величину більшої півосі a еліпса з профільним кутом на початковій прямій α_n при фіксованій висоті профілю h .

Таким чином, вибір параметрів еліптичного профілю зводиться до визначення a з (8)

$$a = (4h^2 \operatorname{tg} \alpha_n - \pi h)/(8h \operatorname{tg} \alpha_n - \pi). \quad (9)$$

Як випливає з (4), значення a має задовольняти умові $a > 0,5h$, тобто бути додатним. Останнє можна забезпечити, якщо

$$4h^2 \operatorname{tg} \alpha_n - \pi h > 0, \text{ та } 8h \operatorname{tg} \alpha_n - \pi > 0, \quad (10)$$

або

$$4h^2 \operatorname{tg} \alpha_n - \pi h < 0, \text{ та } 8h \operatorname{tg} \alpha_n - \pi < 0, \quad (11)$$

Розв'язком (10) є інтервал

$$\operatorname{tg} \alpha_n > 0,25\pi/h. \quad (12)$$

Для (11) розв'язком буде інтервал

$$\operatorname{tg} \alpha_n < 0,125\pi/h. \quad (13)$$

Параметри, що впливають на геометрію вихідного контуру – висота h і півосі a, b – у співвідношення (1)-(13) визначаються і підставляються у долях модуля. Отже в межах кута (12) і (13) можна визначити більшу піввісь еліпса за рівнянням (9) і меншу піввісь – за рівнянням (3). Обмеження (2) при цьому вже враховано. Діапазони (12) і (13) не є остаточними і потребують подальшого уточнення. Для цього визначимо при $h = 1,25$ мінімальне значення з (12). Воно дорівнює $\alpha_n = 32,14^\circ$, а при $\alpha_n > 32,14^\circ$ більша піввісь, знайдена з (9) не задовольняє умові (4). Таким чином, інтервал (12) є неприйнятним. При тому ж h , верхнє граничне значення α_n з (13) дорівнює $\alpha_n = 17,43^\circ$. Отже, єдиною умовою використання еліпсу в якості профілю вихідного контуру є умова (13), що має виконуватися разом з (2) і (3).

2. Параболічний профіль. Застосуємо такий самий підхід, як для еліптичного профілю. Розглядатимемо також верхню частину вихідного контуру, а нижня буде симетричною відносно початку координат. Задамо параболу у власній системі координат $X_n O_n Y_n$ (рисунок 2). У ній рівняння параболи має вид

$$y_n = ax_n^2, \quad (14)$$

де a – змінна величина, що набуває від'ємних значень.

Зв'яжемо рівняння (14) з функціями f_1 і f_2 , що описують вихідний контур у системі координат $X_k O_k Y_k$ (рисунок 2), початок якої знаходиться на початковій прямій (на рисунку 2 її позначено "n.n."). Тоді, урахувавши, що $x_k = f_1$, $y_k = f_2$, знаходимо рівняння параболи у системі координат, пов'язаній з вихідним контуром

$$f_1 - y_0 = a(f_2 - x_0)^2, \quad (15)$$

де x_0 і y_0 – координати вершини параболи у системі $X_k O_k Y_k$,

$$x_0 = 0,25\pi, \quad y_0 = h. \quad (16)$$

Як і для еліптичного вихідного контуру, величину h будемо вважати змінною. Для того, щоб за допомогою параболи можна було описати вихідний контур, треба щоб вона проходила через початок координат, точку O_k . Для цього необхідним є виконання умови $f_1 = 0$ і $f_2 = 0$. Підставляючи ці значення у (15) з урахуванням (16), одержуємо

$$a = -16h/\pi^2. \quad (17)$$

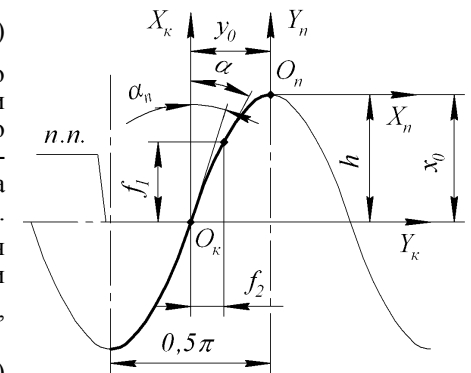


Рисунок 2 – Параболічний вихідний контур (модуль 1мм)

Оскільки висота h може бути тільки додатною, формула (17) даватиме від'ємні значення a , що є прийнятним для верхньої частини вихідного контуру.

Ключовим параметром, що впливає на показники працездатності, є профільний кут. Як було встановлено раніше, для його визначення необхідно знайти функцію $f_2(f_1)$ у явному виді. Знайдемо її з (15) з урахуванням (16)

$$f_2 = 0,25\pi + \sqrt{(f_1 - h)/a}. \quad (18)$$

Тоді з (5) одержимо співвідношення для визначення профільного кута параболічного вихідного контуру

$$\operatorname{tg} \alpha = f_2' = 0,5/\sqrt{a(f_1 - h)}. \quad (19)$$

З (19) при $f_1 = 0$ знайдемо кут профілю на початковій прямій

$$\operatorname{tg} \alpha_n = 0,5/\sqrt{-ah}. \quad (20)$$

Підкореневе вираження у (19) і (20) буде додатним, оскільки значення a , знайдене з (17), завжди є від'ємним. Підставимо його у (20) та одержимо

$$\operatorname{tg} \alpha_n = 0,125\pi/h. \quad (21)$$

Отже, умовою використання параболи в якості профілю вихідного контуру є співвідношення (21) разом з (16) і (17).

3. Гіперболічний профіль. Застосуємо для його описання підхід, аналогічний до п. 1 і 2. Також будемо розглядати лише верхню частину вихідного контуру, нижню вважатимемо симетричною відносно початку координат.

Задамо гіперболу у власній системі координат $X_2 O_2 Y_2$ (рисунок 3). При переході до системи координат, що пов'язана з вихідним контуром $X_k O_k Y_k$ (рисунок 3) одержимо рівняння

$$(x_0 - f_1)^2/a^2 - (f_2 - y_0)^2/b^2 = 1. \quad (22)$$

Параметри гіперболи a і b будемо вважати змінними величинами.

Як видно з рівняння (22), для гіперболи також є актуальним питання придатності до використання у якості вихідного контуру. Вирішення цього питання буде аналогічним до п.1. Тобто треба визначити координати x_0 і y_0 , пов'язати функціо-

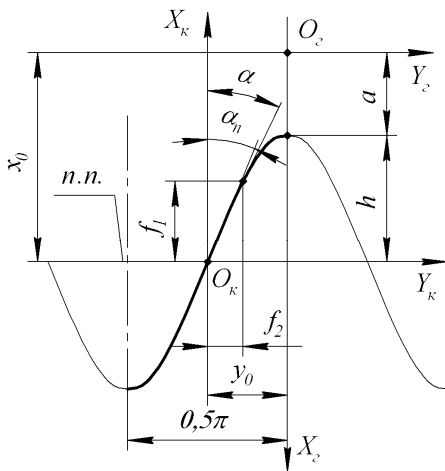


Рисунок 3 – Гіперболічний вихідний контур (модуль 1мм)

Вплив величини a на висоту профілю і на профільний кут на початковій прямій визначимо, задавши рівняння гіперболи в явному виді

$$f_2 = 0,25\pi - (b/a) \cdot \sqrt{2a(h - f_1) + (h - f_1)^2} \quad (25)$$

Перша похідна (25) за f_1

$$\text{tg } \alpha = f_2' = (b/a) \cdot (a + h - f_1) / \sqrt{2a(h - f_1) + (h - f_1)^2} \quad (26)$$

Профільний кут на початковій прямій визначимо з (26) при $f_1 = 0$, $f_2 = 0$

$$\text{tg } \alpha_n = 0,25\pi(a + h) / (2ah + h^2) \quad (27)$$

Визначаємо a з (27)

$$a = (\pi h - 4h^2 \text{tg } \alpha_n) / (8h \text{tg } \alpha_n - \pi) \quad (28)$$

Оскільки значення a має бути додатним, повинні виконуватися умови

$$\pi h - 4h^2 \text{tg } \alpha_n > 0 \text{ та } 8h \text{tg } \alpha_n - \pi > 0, \quad (29)$$

або

$$\pi h - 4h^2 \text{tg } \alpha_n < 0 \text{ та } 8h \text{tg } \alpha_n - \pi < 0. \quad (30)$$

Розв'язком (29) є інтервал

$$0,125\pi/h < \text{tg } \alpha_n < 0,25\pi/h, \quad (31)$$

а система (30) розв'язків не має. Отже умовами використання гіперболи для профілювання вихідного контуру є співвідношення (31) разом з (23) і (24). Параметри, що впливають на геометрію вихідного контуру – h , a і b – у ці співвідношення підставляються у долях модуля.

Результати дослідження. За допомогою співвідношень (2), (3) і (13) для еліпса, (16), (17) і (21) для параболи, (23), (24) і (31) для гіперболи встановлено обмеження з вибору параметрів вихідного контуру, описаного цими кривими. Узагальнення отриманих результатів представлено у таблиці.

Таблиця – Обмеження при застосуванні кривих другого порядку для профілювання вихідних контурів

Параметри	Крива другого порядку (рисунок 1, 2 і 3)		
	Еліпс	Парабола	Гіпербола
Координати центрів/вершин*	$x_0 = a - h$ $y_0 = 0,25\pi$	$x_0 = 0,25\pi$ $y_0 = h$	$x_0 = a + h$ $y_0 = 0,25\pi$
Параметри висоти профілю	$b = 0,25\pi a / \sqrt{2ah - h^2}$	$a = -16h / \pi^2$	$b = 0,25\pi a / \sqrt{2ah + h^2}$
Границі кута профілю	$\text{tg } \alpha_n < \pi / (8h)$	$\text{tg } \alpha_n = \pi / (8h)$	$\pi / (8h) < \text{tg } \alpha_n < \pi / (4h)$

*Примітка. Значення координат ураховано при визначенні решти параметрів.

Спираючись на результати дослідження та аналізу таблиці, можна запропонувати такий алгоритм синтезу еліптичних та гіперболічних вихідних контурів.

1. Задаємо коефіцієнт висоти профілю h .
2. Задаємо профільний кут на початковій прямій α_n . Якщо його значення задовольняє умові (13), отримаємо еліптичний профіль; якщо умові (31) – гіперболічний.

3. Визначаємо (верхній знак – для еліпсу, нижній – для гіперболи)

$$a = (\pm 4h^2 \text{tg } \alpha_n \mp \pi h) / (8h \text{tg } \alpha_n - \pi) \quad (32)$$

4. Визначаємо (верхній знак – для еліпсу, нижній – для гіперболи)

$$b = 0,25\pi a / \sqrt{2ah \mp h^2} \quad (33)$$

5. З урахуванням (32) і (33) одержуємо рівняння вихідного контуру

$$f_2 = 0,25\pi - (b/a) \cdot \sqrt{2a(h - f_1) \mp (h - f_1)^2} \quad (34)$$

Верхній знак – для еліпсу, нижній – для гіперболи. Функції f_1 і f_2 обмежено $0 \leq f_1 \leq h$; $0 \leq f_2 \leq 0,25\pi$.

6. Похідна (34) (верхній знак – для еліпсу, нижній – для гіперболи)

$$f_2' = (b/a) \cdot [a \mp (h - f_1)] / \sqrt{2a(h - f_1) \mp (h - f_1)^2} \quad (35)$$

Функція (34) і її похідна (35) є основою математичної моделі передач з еліптичним та гіперболічним вихідними контурами, що може бути використана у подальшому для визначення показників працездатності таких передач.

При виборі у якості профільного кута значення з (21), отримаємо параболический вихідний контур. Алгоритм буде таким.

1. Задаємо коефіцієнт висоти профілю h .

2. Обчислюємо кут профілю на початковій прямій $\alpha_n = \arctg[\pi / (8h)]$.

3. Визначаємо

$$a = -16h / \pi^2 \quad (36)$$

4. Рівняння вихідного контуру $f_2 = 0,25\pi + \sqrt{(f_1 - h)/a}$, або через (36)

$$f_2 = 0,25\pi \left(1 + \sqrt{1 - f_1/h}\right) \quad (37)$$

5. Перша похідна функції (37) $f_2' = 0,5 / \sqrt{a(f_1 - h)}$ або через (36)

$$f_2' = 0,125\pi / \sqrt{h^2 - hf_1} \quad (38)$$

Функція (37) і її похідна (38) є основою математичної моделі передач з параболічним вихідним контуром, яку можна використовувати для визначення показників працездатності таких передач.

Приклад. Виконаємо синтез вихідного контуру, що має параметри відповідно до ГОСТ 13755-81.

1. Задаємо коефіцієнт висоти профілю $h = 1,25$.
2. Задаємо профільний кут $\alpha_n = 20^\circ$. Таке значення при $h = 1,25$ відповідає гіперболі, оскільки $\alpha_n > \arctg[\pi/(8h)] = \arctg[3,14/(8 \cdot 1,25)] = 17,43^\circ$.

3. Визначаємо

$$a = (-4 \cdot 1,25^2 \operatorname{tg} 20^\circ + 3,14 \cdot 1,25) / (8 \cdot 1,25 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 3,14) = 3,3 \quad (39)$$

4. Визначаємо

$$b = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 3,3 / \sqrt{2 \cdot 3,3 \cdot 1,25 + 1,25^2} = 0,83 \quad (40)$$

5. Рівняння вихідного контуру

$$f_2 = 0,785 - 0,25 \cdot \sqrt{6,6(1,25 - f_1) + (1,25 - f_1)^2} \quad (41)$$

6. Перша похідна функції (41)

$$f_2' = 0,25 \cdot (4,55 - f_1) / \sqrt{6,6(1,25 - f_1) + (1,25 - f_1)^2} \quad (42)$$

Параметри за формулами (39)-(41) отримано у долях модуля.

Слід відзначити, що у межах $0 \leq f_1 \leq 1$ функція (42) описує робочу ділянку вихідного контуру, а при $1 < f_1 \leq 1,25$ – перехідну.

При $f_1 = 1$ товщина зуба рейки, описаного гіперболою, на вершині буде дорівнювати (рисунком 4)

$$S_a = 0,5\pi - 2f_2^{\max} = 0,5 \cdot 3,14 - 2 \cdot 0,46 = 0,65,$$

де f_2^{\max} – значення функції f_2 при $f_1 = 1$, що дорівнює

$$f_2^{\max} = 0,785 - 0,25 \cdot \sqrt{6,6(1,25 - 1) + (1,25 - 1)^2} = 0,46$$

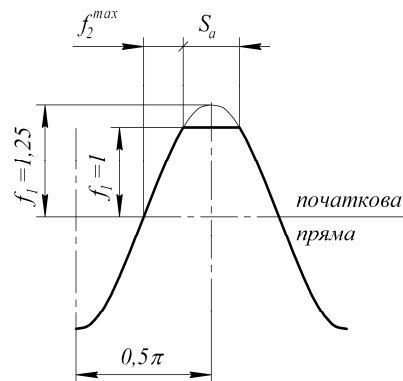


Рисунок 4 – Товщина зуба на вершині (модуль 1мм)

Отримане значення $S_a = 0,65m$ є цілком прийнятним і свідчить про те, що загострення зубців при виготовленні не буде.

Аналогічні розрахунки для збільшених профільних кутів, що застосовуються для несиметричних зубців авіаційних зубчастих колес – $\alpha_n = 25^\circ$ [16] і $\alpha_n = 30,5^\circ$ [17] дають значення $S_a = 0,55m$ і $S_a = 0,38m$ відповідно. Це також є цілком прийнятним. Так, наприклад, автори [16] для вихідного контуру з кутом $\alpha_n = 25^\circ$ приймають $S_a = 0,35m$.

Висновки. Розглянуто можливість застосування таких кривих другого порядку як еліпс, парабола і гіпербола при профілюванні вихідного контуру інструменту, що застосовується для виготовлення циліндричних прямозубих передач. При цьому:

1. Визначено граничні значення параметрів еліпсу, гіперболи і параболи, які уможливають застосування тих чи інших кривих у якості профілів вихідних контурів. Зокрема, для коефіцієнта висоти профілю $h = 1,25$ при куті профілю на початковій прямій $\alpha_n < 17,43^\circ$ профіль буде описано еліпсом, при $\alpha_n > 17,43^\circ$ – гіперболою, а при $\alpha_n = 17,43^\circ$ – параболою.

2. Запропоновано алгоритми синтезу зачеплень на базі вихідних контурів, окреслених кривими другого порядку – еліпсом і гіперболою (мають загальний алгоритм), а також параболою. Виконано контрольний розрахунок, який підтвердив можливість знайти альтернативу традиційним евольвентним передачам з кутом зачеплення 20° , а також авіаційним зубчастим передачам, що мають кут профілю зубців 26° і $30,5^\circ$.

Список літератури: 1. Гольдфарб В.И. Некоторые аспекты современного состояния теории и практики зубчатых передач // Сборник докладов научно-технической конференции "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". – Ижевск, 2008. – С.8-15. 2. Вулгаков Э.Б. Общий случай синтеза эвольвентного зацепления // Труды Рижского института инженеров гражданской авиации. Сб. "Исследование механических передач приводов агрегатов, 1970. – Вып.148. – С. 55-68. 3. Шишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением // В.П. Шишов, П.Л. Носков, П.В. Филь. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – 408с. 4. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Монография / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 5. Tököly P. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing / P. Tököly, M. Gajdoš, M. Bošanský // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.10-20. 6. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Л.В. Коростелев // Изв. вузов. Машиностроение. – 1961. – №10. – С.5-15. 7. Бабичев Д.Т. Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением // Д.Т. Бабичев, Д.А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума (21–23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). – Ижевск: изд-во ИжГТУ, 2013. – С.301-308. 8. Павленко А.В. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова / А.В. Павленко, Р.В. Федякин, В.А. Чесноков. – Киев: "Техніка", 1978. – 144с. 9. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. – Ниинформатжмаш, 18-67-106, 1967. – С.1-8. 10. Скляр Ю.А. Геометрические критерии конхоидальных передач со смещением исходного контура // Ю.А. Скляр // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.162-167. 11. Анатолий Андросов. Зубчатые передачи с эллиптическим профилем зуба как элемент научно-технического прогресса в машиностроении // Анатолий Андросов, Геннадий Гребенюк // Журнал "САПР и графика". – 2005. – №8. <http://www.sap.ru/Article.aspx?id=7812> 12. Лонато Г.А. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. Справочное пособие / Г.А. Лонато, Н.Ф. Кабатова, М.Г. Сегаль. – М.: "Машиностроение", 1977. – 423с. 13. Данильченко Ю.М. Продуктивность контурной обработки зубчатых ланок дисковым инструментом // Ю.М. Данильченко, С.І. Пастернак та ін. // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Машинобудування. – 2008. – №53. – С.215-225. 14. Пастернак С.І. Економічне обґрунтування методу контурної обробки деталей з періодичними профілями дисковим інструментом // С.І. Пастернак, Ю.М. Данильченко та ін. // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.118-126. 15. Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия / А.В. Погорелов. – М.: Наука, 1974. – 176с. 16. Дорофеев В.Л. Назначение параметров исходного контура эвольвентных зубчатых колес с несимметричными зубьями // В.Л. Дорофеев, К.Б. Арцадулов, Д.В. Дорофеев // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С. 53-60. 17. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование / Э.Б. Вулгаков. – М.: "Машиностроение", 1974. – 264с.

Bibliography (transliterated): 1. Gol'dfarb V.I. Nekotorige aspektih sovremennoy sostoyaniya teorii i praktiki zubchatikh peredach. Sbornik dokladov nauchno-tekhnicheskoy konferencii "Teoriya i praktika zubchatikh

peredach i reduktorosroeniya". Izhevsk. 2008. P.8-15. 2. *Vulgakov Eh.B.* Obthiy sluchay sinteza ehvolventnogo zacepleniya. Trudih Rizhskogo ins-tituta inzhenerov grazhdanskoy aviatsii. Sb: "Issledovanie mekhanicheskikh peredach privodov agregatov. 1970. No.148. P.55-68. 3. *V.P. Shishov, P.L. Nosko, P.V. Filj.* Teoreticheskie osnovni sinteza peredach zacepleniem. Lugansk: Vid-vo SNU im. V Dala. 2006. 4. *Pavlov A.I.* Sovremennaya teoriya zubchatihk zacepleniya. Monografiya. Kharkov: KhNADU. 2005. 100p. 5. *Tokoly P. Gajdos M. Bosansky M.* Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing. Visnik Nacionaljnogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovikh pracj. Tematicnij vypusk "Problemi mekhanichnogo privodu". Kharkiv: NTU "KhPI". 2009. No19. 168p. P.10-20. 6. *Korostelev L.V.* Kinematicheskie pokazateli nesuschey sposobnosti prostanstvennikh zacepleniya. Izv. vuzov. Mashinostroenie. 1961. No10. P.5-15. 7. *Babichev D.T. Babichev D.A.* Optimizacionnij sintez profilya zuba kak otrezka krivoy, zadannoy naturaljnim uravneniem. Teoriya i praktika zubchatihk peredach: Sbornik trudov Mezhdunarodnogo cimpoziuma (21-23 yanvara, 2014, Rossiya, Izhevsk). Izhevsk: izd-vo IzhGTU. 2013. 580p. P.301-308. 8. *Pavlenko A.V. Fedyaikin R.V. Chesnokov V.A.* Zubchatih peredachi s zacepleniem Novikova. Kiev: "Tekhnika". 1978. 144p. 9. *Shabanov I.R.* O zubchatoy peredache s konkoidaljnuy liniey zacepleniya. Nadezhnostj i kachestvo zubchatihk peredach. – Niinformtiazhmash. 18-67-106, 1967. P.1-8. 10. *Sklyar Yu.A.* Geometricheskie kriterii konkoidaljnihk peredach so smetheniem iskhodnogo kontura. Visnik Nacionaljnogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovikh pracj. Tematicnij vypusk "Problemi mekhanichnogo privodu". Kharkiv: NTU "KhPI". 2010. No27. P.162-167. 11. *Anatolij Androsov, Genadiy Grebenyuk.* Zubchatih peredachi s ehlipticheskim profilem zuba kak ehlement nauchno-teknicheskogo progressa v mashinostroenii. Zhurnal "SAPR i grafika". 2005. No8. <http://www.sapr.ru/Article.aspx?id=7812> 12. *Lopato G.A. Kabatov N.F., Segalij M.G.* Konicheskie i gipoidnihe peredachi s krugovihmi zubjiami. Spravochnoe posobie. – Moscow: "Mashinostroenie". 1977. 423p. 13. *Daniljchenko Yu.M. Pasternak S.I. ta in.* Produktivnistj kontumoi obrobki zubchastikh lanok diskovim instrumentom. Visnik Nacionaljnogo tekhnichnogo universitetu Ukrainy "Kievskij politekhnichnij institut". Mashinobuduvannya. 2008. No53. P.215-225. 14. *Pasternak S.I. Daniljchenko Yu.M. ta in.* Ekonomichne obrgruntuvannya metodu kontumoi obrobki detaley z periodichnimi profilyami diskovim instrumentom. Visnik Nacionaljnogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovikh pracj. Tematicnij vypusk "Problemi mekhanichnogo privodu". Kharkiv: NTU "KhPI". 2009. No19. 168p. P.118-126. 15. *Pogorelov A.V.* Differencialjnaya geometriya. Moscow: Nauka. 1974. 176p. 16. *Dorofeev V.L. Arnaudov K.B., Dorofeev D.V.* Naznachenie parametrov iskhodnogo kontura ehvolventnihk zubchatihk koles s nesimmetrichnimi zubjiami. Visnik Nacionaljnogo Tekhnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovikh pracj. Tema-tichnij vypusk "Problemi mekhanichnogo privodu". Kharkiv: NTU "KhPI". 2011. No29. 192p. P.53-60. 17. *Vulgakov Eh.B.* Zubchatih peredachi s uluchshennimi svoystvami. Obobthennaya teoriya i proektirovanie. Moscow: "Mashinostroenie". 1974. 264p.

Надійшла (received) 10.04.2015

УДК 621.833; 62.652

А.М. ЧАНЧІН, аспірант каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса

МОДЕЛЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ЖОРСТКОСТІ ЕПІЦИКЛУ ПЛАНЕТАРНОГО КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

На основі розроблених аналітичних моделей деформованого стану епіциклу у складі планетарних колісних редукторів тролейбусів отримано функцію зведеної питомої жорсткості, що дозволяє враховувати не тільки пружні деформації зубців та ободу під дією експлуатаційних навантажень, але й розміри утомної тріщини у процесі її розвитку. За даними аналізу експлуатаційних ушкоджень досліджено кінетику втомних тріщин на ободі епіциклів. Встановлено, що за наявності тріщини показник зведеної жорсткості епіциклу зменшується пропорційно розмірам тріщини, що сприяє виникненню параметричного резонансу в умовах віброударних режимів коливань та підтверджує можливість одноступінної вібродіагностики втомних тріщин епіциклу в умовах тролейбусних депо.

Ключові слова: епіцикл, пружні деформації, утомна тріщина, спектр вібрацій

Вступ. Актуальність задачі. Особливість конструкції трансмісії тролейбусів полягає в тому, що на відміну від автомобільних трансмісій між тяговим електродвигуном (ТЕД), карданною передачею і провідним мостом відсутні фрикційне зчеплення та ін. пружні віброізоляційні елементи. Оскільки якір ТЕД та ін. обертові деталі трансмісії мають значний зведений момент інерції,

© А.М. Чанчін, 2015

то при кожному циклі пуску і гальмувань тролейбуса відбувається вибір люфтів у всіх кінематичних парах, що спричиняє значні ударні імпульси та інтенсивні ушкодження насамперед елементів та деталей зачеплень планетарних колісних редукторів (ПКР). За статистикою відмов однією з найбільш ушкоджуваних деталей ПКР є епіцикл [1].

Важливою і складною є проблема діагностики технічного стану зубчастих передач у складі провідних мостів через значну інтенсивність вібрації і широкий спектр ушкоджень, спричинених типовим для тролейбусів важким режимом експлуатації. Стосовно ПКР відповідні коливальні процеси мають дві особливості, які суттєво ускладнюють динамічні розрахунки, а саме: багатопоточність системи та знижену жорсткість ободу епіциклу задля більш рівномірного розподілу навантаження між сателітами.

Означені чинники зумовлюють *актуальність* удосконалення конструкцій ПКР та методів їх технічної діагностики з метою забезпечення на нормативному рівні показників їх віброактивності та надійності, зменшення витрат на запасні частини, технічне обслуговування та ремонтно-відновлювальні роботи за фактичним станом, підвищення ергономічності та комфортності пасажирського транспорту.

Аналіз відомих досліджень. Сучасні дослідження за напрямом вібраційної діагностики зубчастих передач включають як методи оцінювання технічного стану передач за показниками їх віброактивності, так і методи моделювання динамічних характеристик конструкцій та їх власних частот для забезпечення адекватності спектрального аналізу параметрів вібрації. На розв'язок означених науково-практичних задач спрямовані дослідження відомих наукових центрів і провідних виробничих фірм, таких як Інститут технічної механіки НАН України (Дніпропетровськ), НТЦ "Діагностика" (Суми, Україна), НТЦ "Кар'ерна техніка" (Мінськ, Беларусь), *Rockwell Standart* (США), *SKF* (Швеція) та ін. Відмічено, що аналіз показників вібрацій за спектрограмами для планетарних передач є значно складнішим ніж для передач переборного типу. Достовірність результатів моделювання і діагностики ПКР обмежена не тільки багатопоточністю та складною кінематикою передач, але й перманентною зміною частоти обертання в широкому діапазоні, знакозмінністю ударних навантажень, джерелами випадкової високочастотної вібрації, через що опрацьовані моделі та методи мають обмежене застосування і потребують уточнення, зокрема за багатопараметричними показниками жорсткості конструкції епіциклу [2, 3].

Постановка задачі. Найбільш ефективними для розв'язку означених задач уявляються аналітичні методи моделювання [4]. Розрахунок деформованого стану епіциклу у складі планетарних колісних редукторів (ПКР) типу *Raba 118/76* (з трьома сателітами, $N=3$) та *Raba 518/77* ($N=5$) виконано послідовно за схемами замкненого колового кільця (рисунки 1-3).

Зовнішнє навантаження прийнято у вигляді зосереджених радіальних F_r та колових F_t сил, що діють у площині кільця, яке підкріплює вільну безмоментну циліндричну оболонку. Зрівноважують ці сили дотичні розподілені навантаження, що спрямовані за біномаллю до колової вісі кільця радіуса R .

Вихідна система є трьохкратно статично невизначеною, але враховуючи симетрію епіциклу відносно діаметрального перерізу AB (поперечна сила в т. B дорівнює $Q_{tB}=0$), є можливою зменшити статичну невизначеність до двох. Розкріплюємо конструкцію розрізом у т. B (тобто робимо її статично визначеною), в перерізі прикладаємо одиничні навантаження – зосереджений момент

X_1 і поздовжню силу X_2 до обох частин конструкції (рисунок 1, в, силові чинники X_1, X_2 показані лише на одній частині).

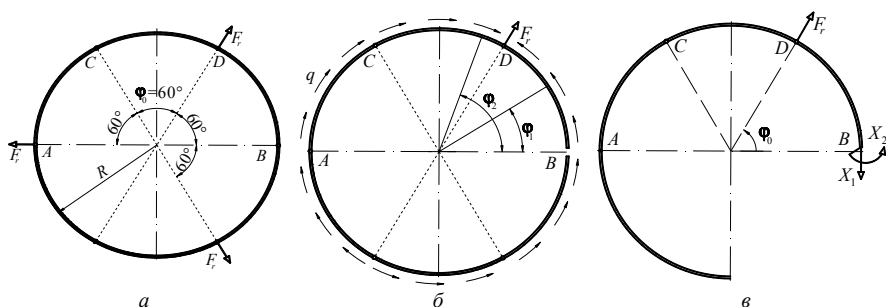


Рисунок 1 – Розрахункові схеми епіциклу у складі ПКР при $N=3$:
а – вихідна; б – основна; в – еквівалентна

Для розкриття статичної невизначеності за методом сил складено систему з двох канонічних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{11} &= 0 \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{21} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Переміщення δ_{ip} ($i=1; 2$) залежать від заданих сил F_r і геометрії основної системи (рисунок 1, б), переміщення δ_{ik} не залежать від заданих сил і визначаються для еквівалентної системи (рисунок 1, в).

Розрахункові моделі. Для визначення переміщень Δ точок прикладення невідомих силових чинників використано універсальний метод Мора. Нехтуючи впливом поперечних деформацій від зсуву отримано

$$\Delta = \sum_s \int \frac{N_i \bar{N}}{ES} ds + \sum_s \int \frac{M_i \bar{M}}{EI} ds, \quad (2)$$

де $ds=Rd\varphi$ – елемент геометричної осі колового стрижня; N_i і M_i – внутрішні сила і момент у розглянутому перерізі від навантажень зовнішніми силами; EI і S – відповідно згинальна жорсткість та площа поперечного перерізу стрижня; \bar{N} і \bar{M} – внутрішні сила і момент від дії фіктивних узагальнених сил $X_1=1, X_2=1$.

Інтегрування виконується за довжиною кожної ділянки (їх дві у верхній напівплощині), додавання – за всіма ділянками. На ділянці 1 ($0^\circ \leq \varphi_1 \leq 60^\circ$) активне навантаження відсутнє, на ділянці 2 ($60^\circ < \varphi_2 < 180^\circ$) діє навантаження силою F_r у перерізі $\varphi = 60^\circ$. За розрахунковою схемою (див. рисунок 1, б) визначено внутрішні зусилля: на ділянці 1 у довільному перерізі $M_i = 0$; $N_i = 0$; на ділянці 2 у довільному перерізі діє поздовжня сила $N_i = F_r \sin(\varphi_2 - \varphi_0)$ і згинальний момент $M_i = -F_r R \sin(\varphi_2 - \varphi_0)$, який визначено як момент сили F_r на відстані $h_F = R \sin(\varphi_2 - \varphi_0)$ від лінії дії цієї сили в перерізі на ділянці 2.

Одиничні навантаження $X_1=1$ і $X_2=1$ створюють сили і моменти, що визначаються за загальними для обох ділянок формулами: $\bar{N}_1 = 0$; $\bar{N}_2 = X_2 \cos \varphi = \cos \varphi$; $\bar{M}_1 = -X_1 = -1$; $\bar{M}_2 = X_2(R - R \cos \varphi) = R(1 - \cos \varphi)$.

Інтеграли δ_{1p} і δ_{2p} визначено так

$$\delta_{1p} = \frac{2}{EI} \int_{\pi/3}^{\pi} M_i \bar{M}_1 \cdot R d\varphi = \frac{2R^2 F_r}{EI} \int_{\pi/3}^{\pi} \sin(\varphi - \varphi_0) d\varphi = \frac{3R^2 F_r}{EI};$$

$$\delta_{2p} = \frac{2}{EI} \int_{\pi/3}^{\pi} M_i \bar{M}_2 \cdot R d\varphi = \frac{2R^3 F_r}{EI} \int_{\pi/3}^{\pi} \sin(\varphi - \varphi_0)(1 - \cos \varphi) d\varphi = -\frac{R^3 F_r}{EI} \left(3 + \frac{\pi\sqrt{3}}{3}\right).$$

Коефіцієнти при невідомих у рівняннях (1) наступні:

$$\delta_{11} = \frac{2}{EI} \int_0^{\pi} (\bar{M}_1)^2 R d\varphi = \frac{2R}{EI} \int_0^{\pi} (-1)^2 d\varphi = \frac{2\pi R}{EI};$$

$$\delta_{22} = \frac{2}{EI} \int_0^{\pi} (\bar{M}_2)^2 R d\varphi = \frac{2R^2 \cdot R}{EI} \int_0^{\pi} (1 - \cos \varphi)^2 d\varphi = \frac{3\pi R^2}{EI};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{2}{EI} \int_0^{\pi} \bar{M}_1 \bar{M}_2 R d\varphi = -\frac{2}{EI} R^2 \int_0^{\pi} (1 - \cos \varphi)^2 d\varphi = -\frac{2\pi R^2}{EI}.$$

Систему (1) сформовано у вигляді

$$\left\{ \begin{aligned} +\frac{2\pi R}{EI} X_1 - \frac{2\pi R^2}{EI} X_2 + \frac{3R^2 F_r}{EI} &= 0; \\ -\frac{2\pi R^2}{EI} X_1 + \frac{3\pi R^3}{EI} X_2 - \left(3 + \frac{\pi\sqrt{3}}{3}\right) \frac{R^3 F_r}{EI} &= 0. \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Визначено корені системи (3):

$$X_1 = \left(\frac{\sqrt{3}}{3} - \frac{3}{2\pi}\right) F_r R; \quad X_2 = \frac{\sqrt{3}}{3} F_r.$$

Згинальний момент у т. D дорівнює

$$M_D = -X_1 + X_2 \cdot \frac{R}{2} = \left(\frac{3}{2\pi} - \frac{\sqrt{3}}{6}\right) R F_r = 0,1888 \cdot R F_r.$$

Для визначення радіального переміщення, наприклад у т. A , де прикладене радіальне зусилля F_r (рисунок 2, б), розрахунки внутрішніх зусиль виконуються у наступній послідовності.

1. З умови статичної рівноваги визначають поздовжню силу

$$N_i = \frac{\sqrt{3}}{6} F_r.$$

2. Згинальний момент у довільному перерізі від зовнішнього навантаження дорівнює

$$M_i(\varphi) = \left(\frac{3}{2\pi} - \sin \varphi - \frac{\sqrt{3}}{6} \cos \varphi\right) F_r R.$$

3. Визначають момент від фіктивної одиничної узагальненої сили

$$\bar{M}_1(\varphi) = -1 \cdot R \sin \varphi.$$

4. За формулою (2) визначають переміщення т. A відносно т. D у радіальному напрямку

$$\Delta_A = \int_0^{\frac{2\pi}{3}} \frac{M_t \bar{M}_1}{EI} R d\varphi = \frac{F_r R^3}{EI} \int_0^{2\pi} \left(\frac{3}{2\pi} - \sin \varphi - \frac{\sqrt{3}}{6} \cos \varphi \right) \cdot (-\sin \varphi) d\varphi = \frac{F_r R^3}{EI} \left[\frac{4\pi^2 - 27}{12\pi} + \frac{3\sqrt{3}}{16} \right] \cong 0,65576 \frac{F_r R^3}{EI}. \quad (4)$$

За результатами розрахунків отримано схему деформацій епіциклу (рисунк 2,а) під дією радіальних зусиль у зачепленнях з сателітами (б).

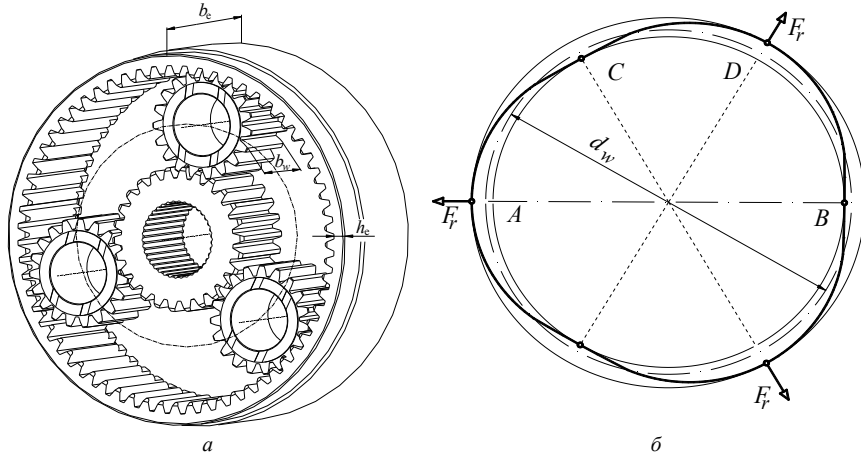


Рисунок 2 – ПКР типу Raba 118/76:

а – модель; б – схема пружних переміщень епіциклу під дією радіальних зусиль F_t у зачепленнях

Колове переміщення при деформуванні епіциклу силою F_t призводить до деформації епіциклу на ділянці $-x_1 < x < x_1$ (початок координат знаходиться у точці прикладення сили (т. А, рисунок 3,а). При цьому зліва від т. А ділянка розтягується, а справа стискається силою $0,5F_t$. Враховуючи симетрію розрахункової схеми можна вважати, що переміщення у т. А на лівій та правій ділянках деформувань однакові і спричиняються силою $0,5F_t$. Прийнято, що при віддаленні від т. А контактне навантаження $t(x)$ зменшується за квадратичною функцією

$$t(x) = t_0 \left(1 - \frac{x^2}{x_1^2} \right). \quad (5)$$

З умови статичної рівноваги $0,5F_t - t_0 \int_0^{x_1} \left(x - \frac{1}{x^2} \right) dx = 0$ для ділянки $x > 0$ отримано

$$t_0 = 0,5 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{F_t}{x_1} = \frac{3}{4} \cdot \frac{F_t}{x_1}. \quad (6)$$

Враховуючи дію тангенціального зусилля $0,5F_t$ отримано формулу для поздовжньої сили

$$N(x) = \int_0^x t_0 \left(1 - \frac{x^2}{x_1^2} \right) dx - 0,5F_t = -\frac{1}{2} F_t \left(1 - \frac{3}{2} \cdot \frac{x}{x_1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{x^3}{x_1^3} \right).$$

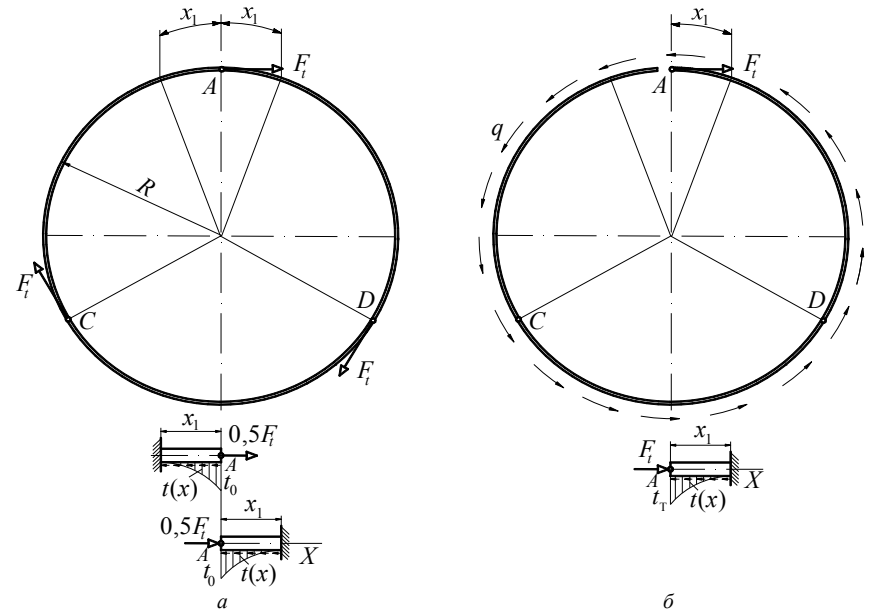


Рисунок 3 – Схема визначення переміщення у т. А від сили F_t : а – епіцикл без пошкодження; б – з радіальним розрізом

Визначено переміщення Δ від поздовжньої деформації елементарної ділянки:

$$\Delta(dx) = \frac{N(x)dx}{ES_e} = -\frac{F_t}{2S_e} \left(1 - \frac{3}{2} \cdot \frac{x}{x_1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{x^3}{x_1^3} \right) dx. \quad (7)$$

Інтегрування виразу (7) дає формулу для колового переміщення довільної точки кільця від сили F_t

$$U(x) = -\frac{F_t x}{2ES_e} \left(1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{x}{x_1} + \frac{1}{8} \cdot \frac{x^3}{x_1^3} \right) + \frac{3}{16} \cdot \frac{F_t x_1}{ES_e}. \quad (8)$$

Зокрема, колове переміщення у т. А дорівнює

$$\Delta_A = U(0) = \frac{3}{16} \cdot \frac{F_t x_1}{ES_e}. \quad (9)$$

Розмір ділянки x_1 , в межах якої деформується епіцикл, прийнято $x_1 = 10m = 32,5 \text{ мм}$ ($m=3,25\text{мм}$ – модуль зубчастих коліс для ПКР фірми Raba).

Для моделі епіциклу з радіальним розрізом колове переміщення т. А визначається аналогічно за розрахунковою схемою (рисунк 3,б). З умови статичної рівноваги $t_r = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_t}{x_1}$. Поздовжня сила, що спричиняє зміну довжини ділянки dx , дорівнює

$$N(x) = \int_0^x t_r \left(1 - \frac{x^2}{x_1^2} \right) dx - F_t = F_t \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{x}{x_1} \left(1 - \frac{x^2}{3x_1^2} \right) - 1 \right].$$

Переміщення Δ внаслідок такої деформації

$$\Delta(dx) = \frac{N(x)dx}{ES_e} = \frac{F_t}{ES_e} \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{x}{x_1} \left(1 - \frac{x^2}{3x_1^2}\right) - 1 \right] dx.$$

Остаточну формулу для колового переміщення довільної точки моделі епіциклу поблизу радіального розрізу від сили F_t отримано у вигляді

$$U(x) = -\frac{F_t x}{ES_e} \left(1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{x}{x_1} + \frac{1}{8} \cdot \frac{x^3}{x_1^3}\right) + \frac{3}{8} \cdot \frac{F_t x_1}{ES_e}.$$

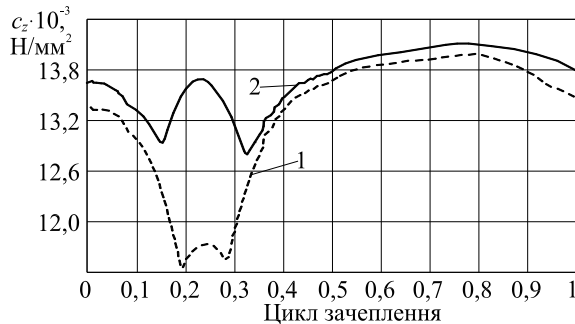


Рисунок 4 – Графіки функцій $c_z(x)$ для однопарного зачеплення "один сателіт – епіцикл" ПКР *Raba* 118/76 (крива 1) і *Raba* 518/77 (крива 2)

силь у зачепленнях через перерозподіл крутного моменту T між сателітами. Зокрема, суттєва відмінність у значеннях жорсткості $c_z(x)$ для пари зубців "один сателіт – епіцикл" при $N=3$ і $N=5$ пояснюється кромковим контактом зубців внаслідок зростання навантаження, що спричиняє відповідно більший імпульс параметричного збурення вібрацій при вході та виході зубців із зачеплення. За дослідними даними для тестових розрахунків прийнято наступні значення питомої жорсткості однопарного зачеплення "один сателіт – епіцикл": $\max c_z \cong 14 \cdot b_w = 0,975 \cdot 10^6$ Н/мм та $\min c_z \cong 11,5 \cdot b_w = 0,863 \cdot 10^6$ Н/мм ($b_w = 75$ мм – робоча ширина зубців епіциклу).

Колова піддатливість епіциклу дорівнює $e_t = \Delta_A / F_t$. Відповідно до рівняння (9) отримано

$$e_t = \frac{3}{16} \cdot \frac{x_1}{ES_e} = \frac{29,2 \cdot 10^{-6}}{b_e h_e} \text{ мм/Н,}$$

де $S_e = b_e \cdot h_e$ – площа поперечного перерізу епіциклу, мм²; b_e – загальна ширина епіциклу з циліндричною оболонкою включно; h_e – товщина обода (рисунок 2,а).

Піддатливість епіциклу уздовж лінії зачеплення

$$e_m = e_t \cos \alpha_w = \frac{2,92 \cdot 10^{-5}}{b_e h_e} \cos 25^\circ 17' = \frac{2,65 \cdot 10^{-5}}{b_e h_e} \text{ мм/Н.}$$

Радіальну піддатливість епіциклу визначено за формулою

$$e_r = \Delta_A / F_r = \frac{r_w^3}{1,67 \cdot EI}. \quad (10)$$

При діаметрі початкового кола епіциклу $d_w = 216,18$ мм і моменті інерції $I = b_e h_e^3 / 12$ піддатливість уздовж лінії зачеплення від радіальної складової навантаження визначено у вигляді функції

$$e_m = e_r \sin \alpha_w = \frac{41,7 \cdot \sin 25^\circ 17'}{b_e h_e^3} = \frac{17,6}{b_e h_e^3}.$$

За результатами аналізу ушкоджень деталей ПКР типу *Raba* 118/76 (крива 1) і *Raba* 518/77 у складі тролейбусів встановлено, що утонні тріщини в епіциклах з відносно тонким ободом ($2,25m / h_e \cong 0,8$) зароджуються поблизу перехідних кривих впадин між сусідніми зубцями (рисунок 5,а) [1]. Спочатку тріщина спрямована за нормаллю до поверхні впадини, а після виходу на зовнішню поверхню епіциклу повертає в товщу обода, де під дією знакозмінних згинальних напружень розвивається паралельно осі обертання згідно із напрямом лінії зубців. На ділянці шлицьового з'єднання епіциклу з корпусом ПКР внаслідок переважної дії дотичних напружень від деформацій кручення спостерігається остаточне руйнування обода у поперечному перерізі під кутом приблизно $25 \dots 40^\circ$ до геометричної осі.

Отже наявність тріщини у певний момент часу отримує прояв у формі зменшення товщини та ширини епіциклу, а величина зведеної жорсткості c_z у процесі розвитку тріщини змінюється у відповідності до наступної двох параметричної функції $c_z = (e_z + e_m + e_r)^{-1}$ (рисунок 5,б). Оскільки при появі тріщин на одному зубці або ободі епіциклу питома жорсткість зачеплення $c_z(x)$ та зведена жорсткість епіциклу c_z різко зменшуються, то пара зубців входить в зачеплення передчасно і момент входу супроводжується ударом, що сприяє виникненню параметричного резонансу в прямозубих передачах в умовах відривних віброударних режимів коливань.

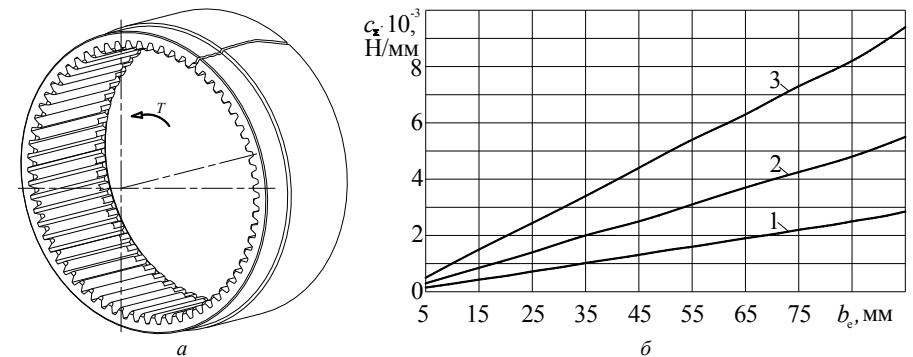


Рисунок 5 – Аналіз утонної тріщини на ободі епіциклу у складі ПКР типу *Raba*: а – тріщина; б – графіки функції $c_z(b_e, h_e)$: крива 1 при $h_e = 8$ мм; 2 – 10 мм; 3 – 12 мм

Амплітуда ударного імпульсу пропорційна ступеню розвитку дефекту, тобто розмірам тріщини (рисунок 5,б), а частота заповнення найімовірніше відповідає власній частоті епіциклу [5, 6]. У спектрі вібрацій з'являються нові гармоніки власної частоти, а існуючі змінюють свою частоту. Зубцева частота f_z уявляє основну частоту збурення

$$f_z = n_1 \cdot \frac{P}{60} \cdot \frac{Z_1 Z_3}{Z_1 + Z_3}, \text{ Гц}, \quad (11)$$

де n_1 – частота обертання сонячної шестерні; P – число полюсів зачеплення; z_1, z_3 – числа зубців відповідно сонячної шестерні та епіциклу.

Таким чином розглядаючи форму сигналу ПКР з подібним ушкодженням стає можливим виявити наступні ударні імпульси за 1 оберт, що особливо добре вирізняються при синхронному накопиченні сигналів. За результатами запису сигналів вібродавачів, розташованих на фланцях корпусу ПКР і аналізу відповідних спектрограм (рисунок 6), підтверджено можливість однозначної діагностики втомних тріщин на ободі епіциклу в умовах ергодичності стаціонарного процесу збудження коливань [2].

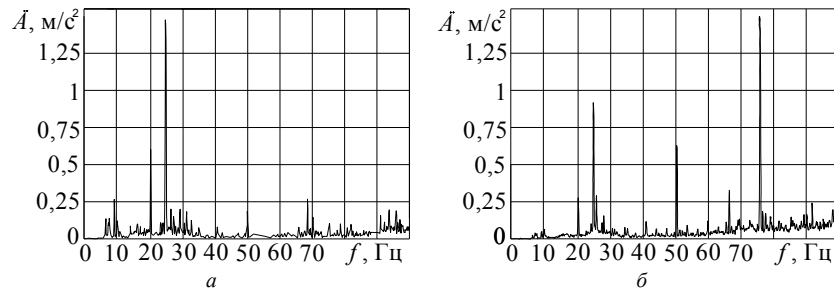


Рисунок 6 – Спектрограми вібропришвидшень:

a – за результатами діагностики нового ПКР; *b* – за наявності тріщини на ободі епіциклу

Висновки:

1. За результатами аналітичного та скінчено-елементного моделювання отримано функцію зведеної питомої жорсткості епіциклу складі ПКР, що дозволяє враховувати не тільки пружні деформації зубців та ободу під дією експлуатаційних навантажень, але й розміри утомної тріщини у процесі її розвитку.

2. Встановлено, що в епіциклах з відносно тонким ободом кінетика утомної тріщини нараховує три стадії. Тріщина, що зароджується у впадині між зубцями, спрямована за нормаллю до поверхні впадини, а після виходу на зовнішню поверхню епіциклу повертає в товщу обода, де під дією знакозмінних згинальних напружень розвивається паралельно до геометричної осі. Остаточне руйнування ободу спостерігається на ділянці шліцьового з'єднання епіциклу з корпусом ПКР у поперечному перерізі під кутом $25 \dots 40^\circ$.

3. За наявності тріщини на одному зубці або ободі епіциклу питома жорсткість зачеплення $c_s(x)$ та зведена жорсткість епіциклу c_z різко зменшуються (до 10 разів пропорційно розмірам тріщини), а момент входу зубців у зачеплення супроводжується ударом, що сприяє виникненню параметричного резонансу в умовах відривних віброударних режимів коливань. Амплітуда ударного імпульсу пропорційна розмірам тріщини, а частота заповнення імпульсу найімовірніше відповідає власній частоті епіциклу.

4. Результати моделювання параметрів жорсткості епіциклу добре узгоджуються із дослідними даними, що підтверджує можливість однозначної вібродіагностики втомних тріщин на ободі епіциклу ПКР в умовах троллейбусних депо.

Список літератури: 1. Gutyrya, S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrya, D. Bordeniuk // Motrol, Tom 10a. – Lublin, 2008. – P.65-71. 2. Борденюк, Д.М. Стенд для вібродіагностики планетарних колісних редукторів / Д.М. Борденюк // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія.

Збірник наукових праць. – Севастополь: СевНТУ. – Вип.120. – 2011. – С.322-328. 3. Samue, D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samue, Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83p. 4. Ambarisha, Vijaya Kumar. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite elements models / Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker // Journal of sound and vibration. – 302(2007). – P.577-595. 5. Гутыря, С.С. Частотні характеристики планетарних колісних редукторів троллейбусів / С.С. Гутыря, В.П. Яглінський, А.М. Чанчін // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія: Збірник наукових праць. – Севастополь: СевНТУ. – Вип.133. – 2012. – С.340-345. 6. Гутыря, С.С. Моделювання частотних характеристик планетарного колісного редуктора / С.С. Гутыря, В.П. Яглінський, А.М. Чанчін // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №1(975). – С.35-43.

Bibliography (transliterated): 1. Gutyrya, S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrya, D. Bordeniuk // Motrol, Tom 10a. – Lublin, 2008. – P.65-71. 2. Bordeniuk, D.M. Stand for vibration planetary hub reduction / D.M. Bordeniuk // Series Mechanics, Energy, Environment, Scientific Papers. – Sevastopol SevNTU. – No120 – 2011. – P.322-328. 3. Samue, D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Paul D. Samue, Joseph K. Conroy, Darryll J. Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83p. 4. Ambarisha, Vijaya Kumar. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite elements models / Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker // Journal of sound and vibration. – 302(2007). – P.577-595. 5. Gutyrya, S.S. Frequency characteristics of planetary gear wheel trolley / S.S. Gutyrya, V.P. Yaglinsky, A.N. Chanchin // SevNTU. Series Mechanics, Energy, Environment, Scientific Papers. – Sevastopol SevNTU. – No133 – 2012. – P.340-345. 6. Gutyrya, S.S. Modeling frequency characteristics of planetary hub reduction / S.S. Gutyrya, V.P. Yaglinsky, A.N. Chanchin // Proceedings of the National Technical University "KhPI". Scientific Papers. Series: Engineering science and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2013. – No1(975). – P.35-43.

Надійшла (received) 27.03.2015

УДК 621.9.04

В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ, д.т.н., професор каф. М і ДМ, ОНПУ, Одеса;
Г.В. КОЗЕРАЦЬКИЙ, асистент каф. управління системами БЖД ОНПУ;
А.С. ОБАЙДИ, аспірант каф. М і ДМ ОНПУ;
М.М. МОСКВИЧОВ, аспірант каф. М і ДМ ОНПУ

ДОСЛІДЖЕННЯ СПЕКТРУ ГОЛОВНИХ ЧАСТОТ ТРЕНАЖЕРА-ГЕКСАПОДУ

У статті розроблено аналітичні залежності визначення головних частот динамічного тренажера екіпажів бойових мобільних машин. Визначені резонансні режими функціонування за шістьма узагальненими координатами. За результатами чисельного моделювання побудовано діаграми залежності головних частот від просторової конфігурації платформи гексаподу. Встановлено, що відхилення платформи від горизонтального положення зменшує першу, другу та четверту головні частоти, а третя і пята головні частоти збільшуються. Отримані аналітичні моделі дають змогу обрати умови функціонування тренажера в діапазоні допустимих значень резонансних частот.

Ключові слова: частотне рівняння, матриця Якобі, резонанс, жорсткість.

Вступ. Актуальність задачі. Ефективне використання механізмів паралельної структури і кінематики (МПСК) у сучасних тренажерних системах привело до появи тренажерів нового покоління, що дозволяє не тільки значно скоротити а навіть виключити підготовку екіпажів бойових мобільних машин (БММ) на реальних об'єктах, скоротити затрати на навчання та збільшити рівень їх професіоналізму. Динамічні тренажери на основі гексаподу відтворюють реальні перевантаження і кутові положення БММ, мають можливість моделювати рух транспортного засобу в умовах складного маневру та небезпечних зовнішніх дій: вібрації корпусу, несприятливого стану дороги, збурень атмосферного середовища, при відмові систем машини або частковому її руйнуванні і т.ін. [1, 2].

© В.П. Яглінський, Г.В. Козерацький, А.С. Обайди, М.М. Москвичов, 2015

У надзвичайних ситуаціях маневру БММ виникають складні просторові рухи і перевантаження машини, які стають визначальними під час відпрацювання професійних навичок маневрування. Тому дослідження коливальних параметрів тренажера є актуальною проблемою.

Аналіз відомих досліджень. Конструюванню і дослідженню устаткування на основі МПСК присвячені роботи Ю.М. Кузнецова, Д.А. Дмитрієва, М.І. Черновола, А.Ш. Коліска, А.Ф. Крайнева, В.А. Глазунова, Ж.Р. Merlet та ін. [3-5]. Кінематика та підвищена рухомість тренажерів на основі гексаподу для операторів БММ розглянута в роботах С.С. Гутирі, В.Т. Белікова, М.В. Фелька, В.В. Бачинського, В.М. Ярмолюка, О.В. Поповиченко, О.В. Толстого та ін. [1, 6, 7]. Запропоновані нові конструкції комбінованих тренажерів мобільних машин [8, 9].

Дослідженню жорсткості гексаподів присвячені роботи В.Б. Струтинського, А.М. Кириченко, І.В. Вайнштейна, Н.А. Серкова, Р.О. Сироткіна і ін. [10, 11]. Невирішеною проблемою залишається функціонування тренажерів при резонансних режимах, під час критичних перевантажень, в умовах нестійкості орієнтації і позиціонування та у непередбачених ситуаціях.

Не дослідженими залишаються головні частоти тренажера-гексапода та їх зміна в залежності від просторової орієнтації механізму.

Ціль досліджень. Постановка задачі. Ціллю даних досліджень є розробка аналітичних моделей для визначення спектру головних частот тренажера-гексапода в залежності від узагальнених параметрів, які однозначно визначають просторову конфігурацію, а також розробка рекомендацій щодо сприятливих умов функціонування тренажера за наявності коливань.

Під час руху тренажера змінюється його просторова орієнтація і відповідно коливальні параметри. Однак при коливаннях тренажера-гексапода навколо заданої конфігурації допустимо вважати Якобіан системи незмінним. За такої умови слід сформувати матриці узагальнених коефіцієнтів жорсткості і інерції, які теж можна вважати незмінними. Із частотного (вікового) рівняння тренажера можливо визначити спектр головних частот та дослідити його зміну при переході від однієї конфігурації гексаподу до іншої.



Рисунок 1 – Тренажер-гексапод для пілотів за програмою *Shuttle* (NASA, США)

Розрахункові моделі спектру головних частот тренажера-гексапода.

Перші моделі динамічних тренажерів мали три ступеня вільності, обмежені рухи з виконання маневрів типу тангажу і крену [1]. Сучасна компоновка тренажера екіпажу мобільних машин на основі платформи Стюарта має 6 ступенів вільності і являє собою систему, що складається з рухомої платформи (рухомий базис) й нерухомого базису (стояка), з'єднаних за допомогою карданних та сферичних кінематичних пар з шістьма рухливими ланками (штангами) змінної довжини (рисунок 1).

Координати центрів шарнірів A_i нерухомої основи у своєму базисі $OX_0Y_0Z_0$

і центрів шарнірів B_i платформи в рухомому базисі $SX_SY_SZ_S$, пов'язаному з платформою, під час руху платформи не змінюються і визначаються так [7]:

$${}^0A_i = (x_{Ai} \ y_{Ai} \ z_{Ai}), \quad {}^S B_i = (B_{xi} \ B_{yi} \ B_{zi}), \quad i = 1 \dots 6,$$

або

$$\begin{pmatrix} {}^0A_1 \\ {}^0A_2 \\ {}^0A_3 \\ {}^0A_4 \\ {}^0A_5 \\ {}^0A_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R_A \cos(0,5\gamma_1) & -R_A \sin(0,5\gamma_1) & 0 \\ R_A \cos(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & -R_A \sin(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & 0 \\ R_A \cos(0,5\gamma_2) & -R_A \sin(0,5\gamma_2) & 0 \\ R_A \cos(0,5\gamma_2) & R_A \sin(0,5\gamma_2) & 0 \\ R_A \cos(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & R_A \sin(\gamma_1 + 0,5\gamma_2) & 0 \\ -R_A \cos(0,5\gamma_1) & R_A \sin(0,5\gamma_1) & 0 \end{pmatrix}; \quad (1)$$

$$\left. \begin{pmatrix} {}^S B_{1,2} \\ {}^S B_{3,4} \\ {}^S B_{5,6} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R_B \cos 60^\circ & -R_B \sin 60^\circ & -h_0 \\ R_B & 0 & -h_0 \\ -R_B \cos 60^\circ & R_B \sin 60^\circ & -h_0 \end{pmatrix}^T \right\} \quad (2)$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_2}{2}\right) = \frac{A_1 A_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)}{A_1 A_6 + 0,5 \cdot A_1 A_2}; \quad \gamma_1 = \frac{2\pi}{3} - \gamma_2; \quad A_1 A_2 = R_A \sin \gamma_2,$$

де R_A та R_B – радіуси центрів шарнірів A_i та B_i відповідно.

Строки матриць визначають координати центрів шарнірів відповідно.

Для просторової конфігурації ПП з урахуванням матриць перетворення координат (при повороті осей – кути ψ, θ, φ , та поступальному переміщенні з центром S ПП – x_S, y_S, z_S) отримано координати центрів шарнірів B_i у нерухомій системі $OX_0Y_0Z_0$ у вигляді [2]:

$$\begin{pmatrix} x_{Bi} \\ y_{Bi} \\ z_{Bi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_{xi}(c_\psi c_\varphi - s_\psi s_\theta s_\varphi) + B_{yi}(-s_\psi c_\theta) + B_{zi}(c_\psi s_\varphi + s_\psi s_\theta c_\varphi) + x_S \\ B_{xi}(s_\psi c_\varphi + c_\psi s_\theta s_\varphi) + B_{yi}c_\psi c_\theta + B_{zi}(s_\psi s_\varphi - c_\psi s_\theta c_\varphi) + y_S \\ B_{xi}(-c_\theta s_\varphi) + B_{yi}s_\theta + B_{zi}c_\theta c_\varphi + z_S \end{pmatrix}; \quad (3)$$

$$i = 1 \dots 6; \quad c_\psi = \cos \psi, \quad s_\psi = \sin \psi, \quad c_\theta = \cos \theta, \quad s_\theta = \sin \theta, \quad c_\varphi = \cos \varphi, \quad s_\varphi = \sin \varphi.$$

Довжини штанг гексаподу для певної просторової конфігурації ПП визначено з урахуванням (1-3) так

$$L_i = A_i B_i = \sqrt{(x_{Bi} - x_{Ai})^2 + (y_{Bi} - y_{Ai})^2 + (z_{Bi} - z_{Ai})^2}, \quad i = 1 \dots 6. \quad (4)$$

Матриця коефіцієнтів жорсткості тренажера-гексапода отримана так [2]:

$$C = J^T \cdot C_D \cdot J; \quad C_D = \operatorname{diag}(c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6), \quad (5)$$

де J – матриця Якобі на основі (4); C_D – діагональна матриця коефіцієнтів жорсткості c_i штанг гексаподу.

Таким чином, складові матриці C визначаються за формулами (5) з урахуванням (1-4): в залежності від просторової орієнтації.

У заданій просторовій конфігурації механізму знаходиться у рівновазі і узагальнені параметри конфігурації $(x_S, y_S, z_S, \psi, \theta, \varphi)$ є константи. Під час коливань системи ПП навколо заданої просторової конфігурації змінюються пружні відхилення $(\Delta x_S, \Delta y_S, \Delta z_S, \Delta u_\psi, \Delta u_\theta, \Delta u_\varphi)$ та відповідні їм деформації штанг гексаподу $\Delta L_i, \Delta u_\psi = R_B \Delta \psi; \Delta u_\theta = R_B \Delta \theta; \Delta u_\varphi = R_B \Delta \varphi$.

Матриця узагальнених коефіцієнтів інерції платформи гексаподу [2]

$$A = \text{diag}(m, m, m, J_z/R_B^2, J_x/R_B^2, J_y/R_B^2). \quad (6)$$

де m – маса платформи; J_x, J_y, J_z – осьові моменти інерції рухомої платформи відносно своїх власних осей SX, SY, SZ (осі вважаємо головними, центральними)

Частотне рівняння для ПП тренажера-гексапода з урахуванням (5, 6) має вигляд $\|C - p^2 A\| = 0$. Зміна просторової конфігурації ПП характеризується зміною головних частот тренажера-гексапода (рисунки 2-4).

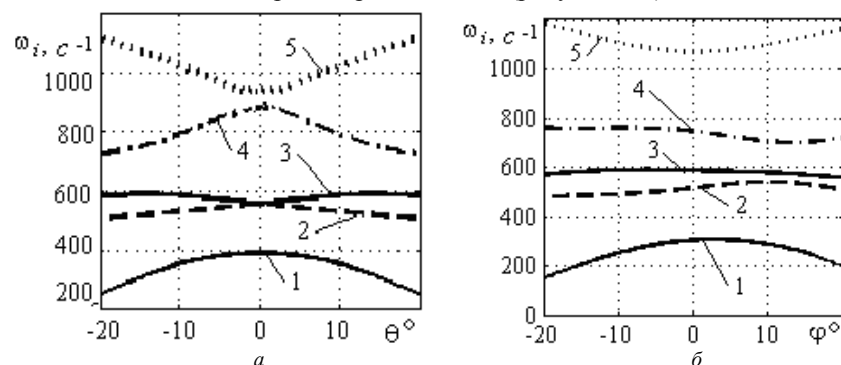


Рисунок 2 – Діаграми головних частот тренажера при зміні кутів нахилу: а – φ при $\theta=0$; б – θ при $\varphi=15^\circ$; номер кривої означає номер головної частоти

Усі діаграми частот побудовані для тренажера за конструктивними розмірами $A_1 A_2 = 4,254$ м, $A_1 A_6 = 0,76$ м та $R_A = A_1 A_2 / \sin \gamma_2 = 2,702$ м; $h_0 = 0,8$ м – відстань полюса S від площини рухомої платформи; $R_B = 2,456$; $\gamma_1 = 16,2^\circ$; $\gamma_2 = 103,8^\circ$ [2]. Коефіцієнти жорсткості штанг прийняті однаковими: $c_i = c_0 = 10^8$ Н/м. Шоста головна частота на рівні 3000 c^{-1} і майже не залежить від повороту платформи.

Аналіз результатів досліджень показує, що при відхиленні платформи від горизонтального положення друга і п'ята головні частоти збільшуються на 10%, а інші частоти зменшуються: перша – до 30%, третя і четверта – до 15% (рисунок 2).

Із аналізу діаграм головних частот (рисунки 3, 4) видно, що більш низьким частотам відповідають конфігурації тренажера з нахиленими положеннями рухомої платформи на рівні нахилу $5^\circ \dots 10^\circ$.

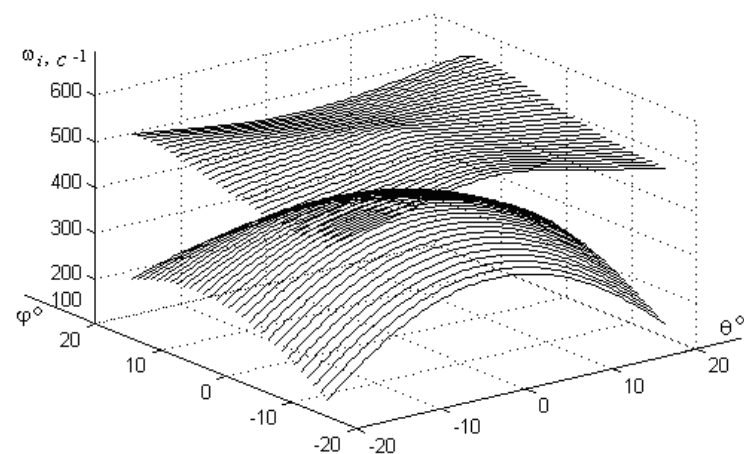


Рисунок 3 – Діаграми головних частот тренажера: першої (нижня) і другої (верхня) для множини конфігурацій з різними дискретними кутами орієнтації θ і φ

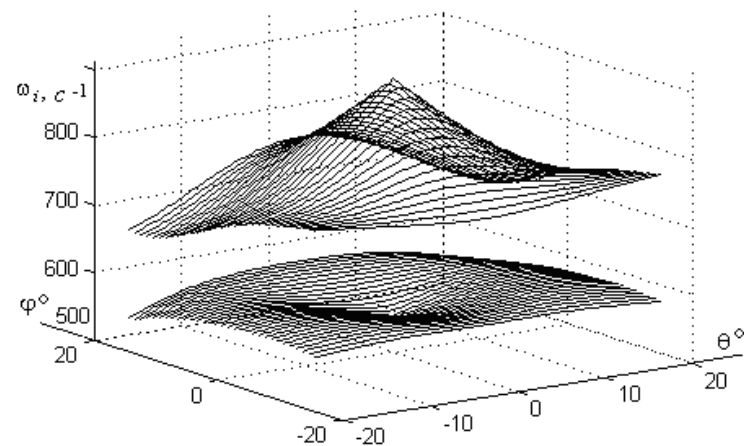


Рисунок 4 – Діаграми головних частот тренажера: третьої (нижня) і четвертої (верхня) для множини конфігурацій з різними дискретними кутами орієнтації θ і φ

Висновки:

1. Розроблено аналітичні залежності визначення головних частот тренажера-гексапода від просторової конфігурації МПСК, яка характеризується шістьма узагальненими координатами: трьома координатами полюса S платформи та трьома кутами орієнтації (кути Ейлера-Крилова). За результатами чисельного моделювання на прикладі певної конструкції тренажера визначено розподіл головних частот для множини конфігурацій МПСК.

2. Встановлено, що відхилення платформи від горизонтального положення зменшує першу, другу та четверту головні частоти, а третя і п'ята головні частоти збільшуються. Шоста головна частота має значення на рівні 3000 c^{-1} та майже не залежить від відхилення платформи до 20° від горизонтального по-

ложення. Визначено множинну просторових конфігурацій, яка відповідає низьким головним частотам.

3. Отримані аналітичні моделі визначення головних частот тренажера-гексапода дають змогу обрати для виконання тренувальних операцій необхідну конфігурацію МПСК з передбаченими значеннями головних частот та унеможливити виникнення резонансних режимів функціонування.

Список літератури: 1. *Бачинський В.В.* Оцінка системи рухомості тренажерів бойових машин [Текст] / *В.В. Бачинський, В.М. Ярмолюк* // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – 2010. – №1(23). – С.137-141. 2. *Яглінський В.П.* Повышение подвижности кабин динамических тренажеров мобильных машин [Текст] / *В.П. Яглинский, А.С. Обайди, Н.В. Фелько* // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – 3/4(17). – С. 44-48. 3. *Кузнецов Ю.М.* Компоновки верстагов з механізмами паралельної структури [Текст] / *Ю.М. Кузнецов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич*. – Херсон: ПП Вишешмирський В.С., 2009. – 456с. 4. *Глазунов В.А.* Пространственные механизмы параллельной структуры [Текст] / *В.А. Глазунов, А.Ш. Колишкор, А.Ф. Крайнев*. – М.: Наука, 1991. – 95с. 5. *Merlet, J.P.* Parallel Robots [Text] // *J.P. Merlet*. –The Netherlands, Dordrecht: Springer, 2006. – 417р. 6. *Яглінський В.П.* Надійність авіаційного тренажера на основі гексапода при екстремальних навантаженнях [Текст] / *В.П. Яглінський, С.С. Гутиря* // Вісн. СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія. –2011. – Вип.120. – С.196-205. 7. *Яглінський В.П.* Кінематика комбінованого модульного динамічного тренажера [Текст] / *В.П. Яглінський, А.С. Обайди* // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – №2/1(16). – С. 38-41. 8. Патент України № 104273. Багатокоординатний двосторонній модульний електропривод аерокосмічних тренажерних систем / *Яглінський В.П., Васильєв В.В., Ковалішин С.С., Фелько М.В., Беліков В.Т.* – 10.01.2014. Режим доступу: [www/URL: http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernikh-sistem.html](http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernikh-sistem.html). 9. Патент України № 108055. Багатокоординатний силовий тренажер стрільця з комбінованими електромеанічними приводами / *Фелько М.В., Яглінський В.П., Кравчук О.І., Гутиря С.С., Беліков В.Т.* – 10.03.2015. Режим доступу: [www/URL: http://base.uipr.org/search/NV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056](http://base.uipr.org/search/NV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056). 10. *Кириченко А.М.* Моделирование жесткости верстага-гексапода [Текст] / *А.М. Кириченко* // 36. наук. праць Кіровоградського НТУ. Техніка в сільгоспвиробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип.20. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С.122-126. 11. *Струтинський В.Б.* Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури [Текст] / *В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко* // Вісник націон. техн. ун-та України "КПІ". Машинобудування. – Т.57. – К.: НТУУ "КПІ", 2009. – С.198-207.

Bibliography (transliterated): 1. *Bachynskyy, V.V.* Otsinka systemy rukhomosti trenazheriv boyovykh mashyn [Tekst] / *V.V. Bachynskyy, V.M. Yarmolyuk* // Zbirnyk naukovykh prats' Kharkivsk'oho universytetu Povitryanykh Syl. – 2010. – No1(23). – P.137-141. 2. *Yahlyns'kyy, V.P.* Povyshenye podvyzhnosti kabin dynamycheskyykh trenazherov mobyl'nykh mashyn [Tekst] / *V.P. Yahlyns'kyy, A.S. Obaydy, N.V. Fel'ko* // Tekhnolohycheskyy rezulyvaty i rezervy proyzvodstva. – 2014. – 3/4(17). – P.44-48. 3. *Kuznyetsov, Yu.M.* Komponenty verstativ z mekhanizmamy paralel'noy struktury [Tekst] / *Yu.M. Kuznyetsov, D.O. Dmytriye, H.Yu. Dinevych*. – Kherson: PP Vyshemyr's'kyy V.S., 2009. – 456p. 4. *Hlazonov, V.A.* Prostranstvennyye mekhanizmy paralel'noy struktury [Tekst] / *V.A. Hlazonov, A.Sh. Kolyshkor, A.F. Kraynev*. – Moscow: Nauka, 1991. – 95p. 5. *Merlet, J.P.* Parallel Robots [Text] // *J.P. Merlet*. –The Netherlands, Dordrecht: Springer, 2006. – 417p. 6. *Yahlyns'kyy V.P.* Nadiynist' aviatsiynoho trenazhera na osnovi heksapoda pry ekstremal'nykh navantazhennyakh [Tekst] / *V.P. Yahlyns'kyy, S.S. Hutrya* // Visn. SevNTU. Mekhanika, enerhetyka, ekolohiya. –2011. – No120. – P.196-205. 7. *Yahlyns'kyy, V.P.* Kinematyka kombinovanoho modul'nogo dynamichnoho trenazhera [Tekst] / *V.P. Yahlyns'kyy, A.S. Obaydi* // Tekhnolohycheskyy audyt y rezervy proyzvodstva. – 2014. – No2/1(16). – P. 38-41. 8. Patent Ukrainy No 104273. Bahatokoordynatnyy dvostoronniy modul'nyy elektropriyvod aerokosmichnykh trenazhernykh sistem / *V.P. Yahlyns'kyy, V.V. Vasylyev, S.S. Kovalishyn, M.V. Fel'ko, V.T. Belikov* // –10.01.2014. Rezhym dostupu: [www/URL: http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernykh-sistem.html](http://uapatents.com/16-104273-bagatokoordinatnij-dvos-toronnij-modulnij-elektroprivod-aerokosmichnikh-trenazhernykh-sistem.html). 9. Patent Ukrainy No108055. Bahatokoordynatnyy silovyy trenazher stril'tsya z kombinovanymi elektromechanichnyy privodamy / *M.V. Fel'ko, V.P. Yahlyns'kyy, O.I. Kravchuk, V.T. Belikov* // –10.03.2015. Rezhym dostupu: [www/URL: http://base.uipr.org/search/NV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056](http://base.uipr.org/search/NV/search.php?action=view_details&ldClaim=210056). 10. *Kyrychenko, A.M.* Modelyuvannya zhorstkosti verstaga-heksapoda [Tekst] / *A.M. Kyrychenko* // Zb. nauk. prats' Kirovohrads'koho NTU. Tekhnika v sil'hospyvrobnyts'vi, haluzeve mashynobuduvannya, avtomatyzatsiya. – No20. – Kirovohrad: KNTU, 2008. – P.122-126. 11. *Strutyn's'kyy, V.B.* Teoretichnyy analiz zhorstkosti shestikoordynatnoho mekhanizmu paralel'noy struktury [Tekst] / *V.B. Strutyn's'kyy, A.M. Kyrychenko* // Visnyk natsion. tekhn. un-ta Ukrainy "KPI". Mashynobuduvannya, T.57. – Kyiv: NTUU "KPI", 2009. – P.198-207.

Надійшла (received) 09.03.2015

УДК 621.833

Новиков Михайло Леонітович у спогадах кандидата технічних наук Яковлева А.С. / А.С. Яковлев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.4-9. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Стаття присвячена 100-річчю від дня народження доктора технічних наук, професора М.Л. Новикова, творця круговінтрової системи зачеплення. Автор, який особисто знав М.Л. Новикова, згадує про зустрічі з ним, аналізує досягнення та проблеми в галузі впровадження передач Новикова. Розглянуто внесок у розвиток зачеплення М.Л. Новикова провідних радянських вчених-"зубчатників", які продовжили дослідження після його кончини. Також коротко розглянута можливість утворення передачі М.Л. Новикова класичними методами Вілліса і Олів'є.

Ключові слова: зубчаста передача, зачеплення М.Л. Новикова, контактна міцність.

УДК 621.85

Моделирование процесу зносу еволютного профілю зубця зірочки ланцюгової втулково-роликної передачі / С.В. Андрієнко, Г.В. Кузнецова, О.В. Устиненко, Р.В. Протасов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.10-15. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

При експлуатації ланцюгових передач в умовах підвищеної запиленості, а також для зірочок ведучих коліс гусеничної техніки на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу робочих профілів зубців. Запропоновано вирішувати цю проблему застосуванням еволютного ланцюгового зачеплення, яке може забезпечити зниження швидкостей ковзання і контактної тиску. Розроблено методику синтезу профілю зубця зірочки на основі побудови Бобильє. Визначено радіуси кривизни профілю, швидкості ковзання та контактні напруження в ланцюговому зачепленні. Проведено моделювання процесу зношування зубця зірочки та розроблена методика оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості профілю зубця.

Ключові слова: ланцюгова передача, зірочка, зубець, еволютний профіль, знос.

УДК 621.833

Можливості використання AutoCAD при проектуванні нових профілів зачеплення / Мірошлав Бошанскі, Радослав Орококі, Рагіслав Янчек // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.15-19. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

Сучасне машинобудування висуває високі вимоги до деталей машин, які часто є суперечливими. Тому завдання пошуку оптимальних параметрів деталей є дуже складною. Все це повною мірою відноситься і до зубчастих передач. Перспективним є зачеплення з опукло-увігнутим контактом зубів (ВВК). Даний тип зачеплення описується складними функціональними залежностями. Існуючі програмні продукти верхнього рівня (CATIA, Pro/ENGINEER, ANSYS) дозволяють провести повний цикл синтезу та аналізу зубчастих передач. Проте продукти нижнього рівня (AutoCAD) з розширенням на мові програмування AutoLISP також дозволяють синтезувати профіль зуба і провести геометричний аналіз. У статті розглянута реалізація геометричного синтезу та аналізу зубчастих передач з ВВК в середовищі AutoCAD з розширенням на AutoLISP. Дана програмна реалізація дозволяє створювати зубчасті колеса в 2D і 3D, редагувати синтезований профіль і виводити контрольні розміри зубчастих коліс.

Ключові слова: AutoCAD, AutoLISP, CATIA, опукло-увігнутий контакт (ВВК), модифікація ВВК зачеплення.

УДК 621.833

Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач на міцність / Б.В. Виноградов, Д.О. Федін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.19-25. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Проведено аналіз можливих причин нерівномірності розподілення навантаження по довжині контактних ліній у відкритих зубчастих передачах великогабаритних млинів. Показано, що у відкритих зубчастих передачах великогабаритних машин завжди має місце складова похибки зачеплення, яка не приробляється. Методом кінцевих елементів досліджено напружено-деформований стан шестерні, яка сама встановлюється. Показано, що на відміну від стандартних інженерних методик розрахунку метод кінцевих елементів дозволяє отримати дані для розрахунку на міцність.

Ключові слова: відкрита зубчаста передача, метод кінцевих елементів, розрахунок на міцність, шестерня.

УДК 621.833

Створення нормативної бази випробувань механічних приводів загальномашинобудівного застосування / В.М. Власенко, І.В. Добровольська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.25-29. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN2079-0791.

Розглянуто роботи ТОВ "НДІ "Редуктор" і ТК 47 "Механічні приводи" при створенні нормативної бази випробувань механічних приводів планетарного типу. Розроблена та впроваджена програма і методика випробувань ПМ-121, яка поширюється на дослідні зразки і серійні редуктори і мотор-редуктори планетарні одно- і багатоступінчасті, в тому числі і блокові, складені з модулів з планетарними передачами, загальномашинобудівного застосування), випробування яких виконуються у випробувальному центрі ТОВ "НДІ" Редуктор "і на машинобудівних підприємствах що випускають механічні приводи планетарного типу. Допускається проведення випробувань за справжньою ПМ спеціальних планетарних редукторів і мотор-редукторів, призначення та умови застосування яких аналогічні виробам загальномашинобудівного застосування.

Ключові слова: методи випробування, ремені, стрічки конвеєрів.

УДК 621.83:621:9.06

Зміна кінематики зубофрезерного верстата для нарізання зубчастих коліс радіально-коловим способом / С.І. Громнюк, І.Є. Грицай // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.30-34. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

В статті розглянуто напрямки модернізації серійних зубофрезерних верстатів з ручним керуванням для забезпечення нарізання зубчастих коліс дисковою фрезою в умовах неперервного обточування за радіально-коловим способом. Кінематика верстата після її зміни передбачає програмне керування приводами основного руху і зворотно-поступального періодичного переміщення інструментальної каретки з зубцевою частотою та дає змогу нарізати зубчасті колеса з будь-яким профілем зубчастого вінця.

Ключові слова: зубофрезерний верстат, радіально-коловий спосіб, програмований привід, серводвигун, мехатроніка, ефективність.

УДК 621.833.01

Розрахунок розподілу навантажень по ширині зубців, прогину валів, сил, діючих на опори, і отримання сигналів для діагностики зубчастих передач в системі ASGEARS / В.Л. Дорофєєв, Д.В. Дорофєєв, В.М. Журавльов, А.Б. Єдінович // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.35-40. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті описується застосування програмного комплексу ASGEARS для розрахунку розподілу навантажень по ширині зубців, прогину валів і сил, що діють на опори трансмісії. Була застосована спеціальна скінченно-елементна модель розрахунку, функція форми якої повністю відповідає диференціального рівняння вигину. Число ступенів валу, що мають різні діаметри, не має обмежень. Враховується кутове або радіальне закріплення вузлів, радіальні сили або згинальні моменти. ASGEARS має п'ятнадцятирівневу реляційну базу даних, в якій зберігаються дані про розміри валів. Результати розрахунку виводяться в чисельному і графічному вигляді. Отримані результати розрахунку про прогинах валів передаються в систему розрахунку зубчастих передач, де розраховуються розподілу контактних і згинних напружень по ширині зубців, жорсткість елементів системи, радіальні і крутильні коливання. Наведені приклади введення даних, результати розрахунку.

Ключові слова: ASGEARS, опори, вали, трансмісія, функція форми, розподіл навантажень по ширині зубців.

УДК 620.178.16 : 621.892

Вплив стану поверхневих шарів, що утворені присадками на поверхнях тертя, на характер деформації матеріалів спряжень / А.В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С. 41-48. – Бібліогр.: 41 назв. – ISSN 2079-0791.

На підставі сучасних трибологічних джерел пропонується аналітичний огляд шляхів вирішення проблеми вибору за станом і характером деформації поверхневих шарів трибоспряжень визначеного мастильного матеріалу, який відповідає конкретним умовам експлуатації. Систематизовано вимоги для знаходження порогових значень результату сумісної дії теплових і механічних навантажень, коли поверхневі шари тїд, які труться, становляться хімічно і каталітично активними, що є необхідним для інтенсифікації процесів утворення ефективного хімічно модифікованого шару.

Ключові слова: пакет присадок, хімічно активні речовини, поверхня тертя, поверхневий шар, хемосорбція, хімічно модифікований шар, вторинна структура.

УДК 629.114.026:519.853.6

Вирішення задач пошуку раціональних параметрів трансмісії шахтних дизелевозів методами прямої оптимізації / І.Ю. Клименко, І.О. Таран, М.М. Трубіцин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.49-58. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Розглянуті основна (максимальний ККД) та допоміжна задачі (апроксимація експериментальних даних) оптимізації параметрів гідромеханічних трансмісій шахтних локомотивів за допомогою модифікованого симплексного методу Нелдера-Міда. Показана можливість знаходження локальних екстремумів на основі попереднього зондування простору: рівномірного перебору початкових симплексів (за допомогою ЛП-т сіток) і локалізації знайдених екстремумів з введенням додаткових обмежень на N-вимірну область визначення довільної шльової функції.

Ключові слова: гідромеханічні трансмісії шахтних дизелевозів, методи прямої оптимізації, симплексний метод Нелдера-Міда, локальні екстремуми, зондування N-вимірного простору, ЛП-т сітки, область локалізації екстремуму, штрафні обмеження.

УДК 621.833

Про один резерв підвищення навантажувальної спроможності зубчастої передачі Новікова з вихідним контуром по ГОСТ 30224-96 / В.І. Короткін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.58-63. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

У даній статті розглянуто питання про можливість зниження за рахунок збільшення модуля як згинних, так і контактних напружень зубців і підвищення навантажувальної здатності циліндричної зубчастої передачі Новікова, виконаної на основі використовуваного на практиці стандартного вихідного контуру за ГОСТ 30224-96. Робота передачі передбачається в реальних умовах, тобто при наявності технологічних похибок виготовлення і збірки, а також з урахуванням податливості зубців і деталей приводу. Збільшення модуля здійснюється при збереженні радіальних і осьових габаритів зубчастої передачі. При обробці результатів моделювання отримані робочі формули для розрахунку ефективних контактних і згинних напружень, а також таблиці і графіки. Показано, що при збільшенні модуля на один щабель знижуються контактні напруження до 30% та згинні до 60%, із зростанням ефекту в міру зниження ступеня точності передачі. З урахуванням нелінійного зв'язку між напруженням і навантаженням навантажувальна здатність передачі підвищується відповідно до 1,5 разу по контакту і до 2-х разів по згину.

Ключові слова: зубчаста передача Новікова, модуль зачеплення, згинні напруження, контактні напруження.

УДК 621.01:621.913:621.633

Розробка концепції, структури та принципів створення і функціонування нової технічної системи синтезу зубчастих передач / А.В. Кривошея, М.Г. Сторчак, Ю.М. Данильченко, М.Е. Тернюк, Б.С. Воронцов, О.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.64-74. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті обґрунтовано необхідність, технічна та економічна доцільність створення нової технічної системи синтезу зубчастих передач і математичних моделей та інформаційних технологій, які її підтримують, з урахуванням життєвого циклу зубчастих передач. Представлена структура технічної системи, концепція, принципи створення та функціонування. Розглянута система дозволить синтезувати зубчасті передачі з більш високими якісними показниками і забезпечити валідацію всіх етапів її життєвого циклу.

Ключові слова: зубчаста передача, синтез, концепція, структура, принципи створення, життєвий цикл.

УДК 621.9

Експериментальні дослідження з виготовлення квазіглободних зубчастих коліс / Н.М. Кузьменко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.75-79. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянута технологія виготовлення зубів квазіглободних зубчастих коліс за допомогою нової схеми формоутворення, коли передні ріжучі грані не знаходяться в одній площині, в якій знаходиться і вісь обертання квазіглободної заготовки, що призводить до підвищення точності виробу. Проведено дослідження сумарної плями контакту квазіглободної черв'ячної зубчастої передачі. Визначено площу сумарної плями контакту квазіглободних черв'ячних зубчастих передач.

Ключові слова: квазіглободне зубчасте колесо, інструментальне колесо, зубонарізання, формоутворення.

УДК 681.12.08:534.09

Порівняльний аналіз точності авторського і дорезонансного методів вимірювання дисбалансу роторів / О.В. Мамонтов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.79-84. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Наводиться оцінка метрологічної точності авторського способу вимірювання статичної нерівноваженості жорстких роторів у порівнянні з дорезонансним способом. Виводяться формули

для розрахунку складової відносної похибки вимірювання, викликаной лінійним тертям. Результат аналізу свідчить про те, що по точності вимірювання авторський спосіб не поступається традиційному дорезонансному способу і може бути реалізований на операціях балансування роторів різних машин і механізмів.

Ключові слова: балансування, дисбаланс, жорсткий ротор, дорезонансний, відносна похибка, вільні коливання, лінійне тертя.

УДК 621.83

Оптимізація основних конструктивних параметрів високоекономічних прецесійних передавальних механізмів з тілами кочення / М.В. Маргуліс, Я.О. Гордієнко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.85-92. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

У даній статті на основі аналізу робіт з хвильових передач з тілами кочення, а також на основі виконаних аналітичних та експериментальних досліджень запропонована методика по оптимізації основних конструктивних параметрів даних передач за критерієм мінімізації масогабаритних параметрів. Наведено залежності, що враховують вплив кривизни доріжок і тіл кочення, кута нутації і кута нахилу фронту періодичної доріжки кочення на величини виникаючих напружень у процесі передачі крутного моменту.

Ключові слова: хвильова передача, головні кривизни, періодична доріжка кочення, тіло кочення, кут нутації, оптимізація, прецесія.

УДК 621.833.6

Оцінка здатності до навантаження оптимальної по загальній масі конструкції планетарного механізму типу $2 \times AI$ з умови контактної рівномірності / В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, О.В. Шехов, В.Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.93-102. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Наведено дослідження залежності оцінки здатності до навантаження оптимальної за масою конструкції планетарного механізму типу $2 \times AI$ від вибору його конструктивних властивостей. Конструктивні властивості задають числовими значеннями коефіцієнтів, які визначають властивості цільової функції мінімізації маси механізму. Мінімум маси конструкції знаходять з умови контактної рівномірності зубчастих зачеплень. Оцінка здатності до навантаження конструкції механізму враховує різні варіанти виконання його конструкції. Варіант виконання конструкції механізму визначає вид цільової функції мінімізації його маси. Розглянуто проблему вибору оптимальної конструкції силового механізму, яка пов'язана з реалізацією теоретичних значень передавального відношення одного ступеня механізму.

Ключові слова: планетарний механізм типу AI , здатність до навантаження, оптимальна по загальній масі конструкція, аналог маси, умова контактної рівномірності зубчастих зачеплень.

УДК 621.9.04

Новий вид твердосплавних пружинно-пластинчастих черв'ячних шеверів та можливість їх виготовлення / В.А. Настасенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.103-108. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Робота відноситься до області черв'ячних зуборізних інструментів, зокрема – до збірних черв'ячних шеверів з пластин швидкорізальних сталей і твердих сплавів, призначених для обробки черв'ячних зубчастих коліс, а також до технологій їх виготовлення. Проведено аналіз відомих пружинно-пластинчастих черв'ячних інструментів, показані їх переваги і недоліки і запропоновані нові конструкції, що усувають дані недоліки. Показана краща сфера їх застосування та розроблено технології їх виготовлення. Сукупність проведених досліджень дозволяє рекомендувати дані інструменти для високопродуктивної високоточної чистої обробки черв'ячних коліс.

Ключові слова: черв'ячна передача, черв'ячний зуборізний інструмент, шевери.

УДК 621.855

Динаміка напружено-деформованого стану елементів ланцюгового приводу в металевому і полімерному виконанні / О.І. Пилипенко, А.В. Подуян // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.109-115. – Бібліогр. 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Показано новий підхід до розрахунку динаміки напружено-деформованого стану елементів ланцюгових передач, що враховує реальні динамічні процеси, які неминуче супроводжують роботу ланцюгових приводів. Розглянуто зміну: динамічних навантажень, що діють в двомасових ланцюгових контурах, необхідної потужності ланцюгових приводів, а також розподілу напружень, результуючих переміщень, коефіцієнта запасу міцності пластин ланок металевого приводного роликового ланцюгового контуру і пружної монолітної ланки полімерного ланцюга.

Ключові слова: напружено-деформований стан пластин ланок ланцюга і пружної полімерної монолітної ланки.

УДК 621.833

Контактна міцність зубчастих передач з конічно-циліндричними колесами / О.П. Попов, Л.О. Попова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.116-124. – Бібліогр.:11 назв. – ISSN 2079-0791.

Представлено матеріали по новій зубчастій передачі з просторовою точковою системою зачеплення прямих евольвентних зубів конічно-циліндричних зубчастих коліс. У вказаній передачі зуби шестерні повернуто на малий кут θ відносно зубів колеса, у зв'язку із чим шестерня з урахуванням повороту її зубів на вказаний кут є конічною, в той час як колесо лишається циліндричним. При цьому вісі обертання шестерні і колеса зубчастої передачі, що розглядається, яка характеризується високою навантажувальною здатністю по контактним напруженням, залишаються паралельними одна одній. Пропонована зубчаста передача створена на основі нової теорії контактної міцності, створеної проф. О.П. Поповим.

Ключові слова: зубчаста передача, напруження, навантажувальна здатність, повернуті зуби, конус.

УДК 539.3

Експериментальне дослідження контактної взаємодії складнопрофільних шортких тіл з урахуванням податливості / Н.Б. Скрипченко, М.М. Ткачук, О.О. Атрошенко, М.А. Ткачук // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.124-129. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті описана методика і результати експериментального дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл. Використана технологія чутливих до тиску плівки, які розміщуються між контактними тілами, вони служать індикаторами для визначення контактних площин і датчиками для вимірювання розподілу контактного тиску. Показано відповідність застосовуваної моделі пружної основи Вінклера. В роботі експериментально отримані значення податливості проміжного шару.

Ключові слова: контактна взаємодія, складнопрофільне тіло, пружна основа Вінклера, контактні відбитки.

УДК 621.833

Аналіз основних факторів, що визначають аерогідродинамічний опір у високошвидкісних зубчастих передачах / В.В. Ставицький, П.Л. Носко, Д.М. Марченко, П.В. Філь, В.М. Кравченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.130-134. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті виявлено природу аерогідродинамічного опору обертанню зубчастих коліс та запропоновано прості аналітичні вирази, які надають можливість визначити енергетичну ефективність високошвидкісних зубчастих передач. На підставі рівняння масового балансу визначена щільність оливоповітряної суміші в западинах зубчастого колеса та встановлено число Ейлера, що визначає досягнення її критичного значення. Визначено межі впливу торцевих зазорів на втрати потужності та ефективності застосування змащування зануренням.

Ключові слова: високошвидкісні зубчасті передачі, зубчасте колесо, втрати потужності, аерогідродинамічний опір, оливоповітряна суміш, торцевий зазор, ширина зубчастого вінця.

УДК 621.833

Визначення можливості профілювання вихідних контурів циліндричних прямозубих передач кривими другого порядку / П.М. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.135-144. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуто можливість застосування еліпсу, параболи та гіперболи для утворення профілю вихідного контуру. Визначено граничні параметри профільного кута і коефіцієнта висоти профілю, за яких застосування зазначених кривих є можливим. Розроблено рекомендації з вибору параметрів вихідного контуру таких передач, встановлено зв'язок між ними. Запропоновано загальний алгоритм вибору параметрів. Перевірено можливість застосування гіперболічного вихідного контуру замість традиційного та вихідного контуру для авіаційних зубчастих коліс. З використанням результатів даної роботи можна проводити подальші дослідження геометрії таких передач.

Ключові слова: вихідний контур, прямий зуб, профільний кут, зубчаста рейка.

УДК 621.833; 62.652

Моделювання показників жорсткості епіциклу планетарного колісного редуктора / А.М. Чанчін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.144-153. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

На основі розроблених аналітичних моделей деформованого стану епіциклу у складі планетарних колісних редукторів тролейбусів отримано функцію зведеної питомої жорсткості, що до-

звояє враховувати не тільки пружні деформації зубців та ободу під дією експлуатаційних навантажень, але й розміри утомної тріщини у процесі її розвитку. За даними аналізу експлуатаційних ушкоджень досліджено кінетику втомних тріщин на ободі епіциклів. Встановлено, що за наявності тріщин показник зведеної жорсткості епіциклу зменшується пропорційно розмірам тріщини, що сприяє виникненню параметричного резонансу в умовах віброударних режимів коливань та підтверджує можливість однозначної вібродіагностики втомних тріщин епіциклу в умовах тролейбусних депо.

Ключові слова: епіцикл, пружні деформації, утомна тріщина, спектр вібрацій.

УДК 621.9.04

Дослідження спектру головних частот тренажера-гексаподу / В.П. Ягліньський, Г.В. Козерацький, А.С. Обайді, М.М. Москвичов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №34(1143). – С.153-158. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розроблено аналітичні залежності визначення головних частот динамічного тренажера екіпажів бойових мобільних машин. Визначені резонансні режими функціонування за шістьма узагальненими координатами. Встановлено, що відхилення платформи від горизонтального положення зменшує першу, другу та четверту головні частоти, а третя і п'ята головні частоти збільшуються. За результатами чисельного моделювання побудовано діаграми залежності головних частот від просторової конфігурації платформи гексаподу. Отримані аналітичні моделі дають змогу обрати умови функціонування тренажера в діапазоні допустимих значень резонансних частот.

Ключові слова: частотне рівняння, матриця Якобі, резонанс, жорсткість.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.833

Новиков Михаил Леонтьевич в воспоминаниях кандидата технических наук Яковлева А.С. / А.С. Яковлев // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.4-9. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Статья посвящена 100-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора М.Л. Новикова, создателя круговинтовой системы зацепления. Автор, который лично знал М.Л. Новикова, вспоминает о встречах с ним, анализирует достижения и проблемы в области внедрения передач Новикова. Рассмотрен вклад в развитие зацепления М.Л. Новикова ведущих советских ученых - "зубчатников", продолживших исследования после его кончины. Также кратко рассмотрена возможность образования передачи М.Л. Новикова классическими методами Виллиса и Оливье.

Ключевые слова: зубчатая передача, зацепление М.Л. Новикова, контактная прочность.

УДК 621.85

Моделирование процесса износа эволютного профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи / С.В. Андриенко., А.В. Кузнецова, А.В. Устиненко, Р.В. Протасов // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.10-15. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

При эксплуатации цепных передач в условиях повышенной запыленности, а также для звездочек ведущих колес гусеничной техники на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев. Предложено решать эту проблему применением эволютного цепного зацепления, которое может обеспечить снижение скоростей скольжения и контактных давлений. Разработана методика синтеза профиля зуба звездочки на основе построения Бобилье. Определены радиусы кривизны профиля, скорости скольжения и контактные напряжения в цепном зацеплении. Проведено моделирование процесса износа зуба звездочки и разработана методика оценки ресурса цепной передачи по критерию износостойкости профиля зуба.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, эволютный профиль, износ.

УДК 621.833

Возможности использования AutoCAD при проектировании новых профилей зацепления / Мирослав Бошански, Радослав Орокоцки, Растислав Янчек // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.15-19. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

Современное машиностроение предъявляет высокие требования к деталям машин, которые часто являются противоречивыми. Поэтому задача поиска оптимальных параметров детали является очень сложной. Все это в полной мере относится и к зубчатым передачам. Перспективным является зацепление с выпукло-вогнутым контактом зубьев (ВВК). Данный тип зацепления описывается сложными функциональными зависимостями. Существующие программные продукты верхнего уровня (CATIA, Pro/ENGINEER, ANSYS) позволяют провести полный цикл синтеза и анализа зубчатых пе-

редач. Однако продукты нижнего уровня (AutoCAD) с расширением на языке программирования AutoLISP также позволяют синтезировать профиль зуба и провести геометрический анализ. В статье рассмотрена реализация геометрического синтеза и анализа зубчатых передач с ВВК в среде AutoCAD с расширением на AutoLISP. Данная программная реализация позволяет создавать зубчатые колеса в 2D и 3D, редактировать синтезированный профиль и выводить контрольные размеры зубчатых колес.

Ключевые слова: AutoCAD, AutoLISP, CATIA, выпукло-вогнутый контакт (ВВК), модификация ВВК зацепления.

УДК 621.833

Особенности расчета открытых зубчатых передач на прочность / Б.В. Виноградов, Д.А. Федин // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.19-25. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Проведен анализ возможных причин неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в открытых зубчатых передачах крупногабаритных мельниц. Показано, что в открытых зубчатых передачах крупногабаритных машин всегда имеет место неприрабатываемая составляющая погрешности зацепления. Методом конечных элементов исследовано напряженно-деформированное состояние самоустанавливающейся шестерни. Показано, что в отличие от стандартных инженерных методик метод конечных элементов позволяет получить данные для расчета на прочность.

Ключевые слова: открытая зубчатая передача, метод конечных элементов, расчет на прочность, самоустанавливающаяся шестерня.

УДК 621.833

Создание нормативной базы испытаний механических приводов общемашиностроительного применения / В.Н. Власенко, И.В. Добровольская // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.25-29. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрены работы ООО "НИИ "Редуктор" и ТК 47 "Механические приводы" при создании нормативной базы испытаний механических приводов планетарного типа. Разработана и внедрена программа и методика испытаний ПМ-121, которая распространяется на опытные образцы и серийно выпускаемые редукторы и мотор-редукторы планетарные одно- и многоступенчатые, в том числе и блочные, составленные из модулей с планетарными передачами, общемашиностроительного применения), испытания которых выполняются в испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор" и на машиностроительных предприятиях, выпускающих механические приводы планетарного типа. Допускается проведение испытаний по настоящей ПМ специальных планетарных редукторов и мотор-редукторов, назначение и условия применения которых аналогичны изделиям общемашиностроительного назначения.

Ключевые слова: методы испытания, механический привод планетарного типа.

УДК 621.83:621.9.06

Изменение кинематики зубофрезерного станка для нарезания зубчатых колес радиально-круговым способом / С.И. Громнюк., И.Е. Гришай // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.30-34. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрены направления модернизации серийных зубофрезерных станков с ручным управлением для обеспечения нарезания зубчатых колес дисковой фрезой в условиях непрерывного обкатывания радиально-круговым способом. Кинематика станка после ее усовершенствования предусматривает программное управление приводами главного движения и возвратно-поступательного периодического перемещения инструментальной каретки с зубовой частотой и позволяет нарезать зубчатые колеса любого профиля зубчатого венца.

Ключевые слова: зубофрезерный станок, радиально-круговой способ, программный привод, серводвигатель, мехатроника, эффективность.

УДК 621.833.01

Расчет распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов, сил, действующих на опоры, и получение сигналов для диагностики зубчатых передач в системе ASGEARS / В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, В.Н. Журавлев, А.Б. Единович // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.35-40. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье описывается применение программного комплекса ASGEARS для расчета распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов и сил, действующих на опоры трансмиссий. Была применена специальная конечно-элементная модель расчета, функция формы которой полностью соответствует дифференциальному уравнению изгиба. Число ступеней вала, имеющих разные диаметры, не имеет ограничений. Учитывается угловое или радиальное закрепление узлов, радиальные силы или изгибающие моменты. ASGEARS имеет пятнадцатилетнюю реляционную базу данных, в которой хра-

няются данные о размерах валов. Результаты расчета выводятся в численном и графическом виде. Полученные результаты расчета о прогибах валов передаются в систему расчета зубчатых передач, где рассчитываются распределения контактных и изгибных напряжений по ширине зубьев, жесткость элементов системы, радиальные и крутильные колебания. Приведены примеры ввода данных, результаты расчета.

Ключевые слова: ASGEARS, опоры, валы, трансмиссия, функция формы, распределение нагрузок по ширине зубьев.

УДК 620.178.16 : 621.892

Влияние состояния поверхностных слоёв, образуемых присадками на поверхностях трения, на характер деформации материалов сопряжений / А.В. Захарченко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.41-48. – Библиогр.: 41 назв. – ISSN 2079-0791.

На основании современных трибологических источников предлагается аналитический обзор путей решения проблемы выбора по состоянию и характеру деформации поверхностных слоёв трибосопряжений определённого смазочного материала, который соответствует конкретным условиям эксплуатации. Систематизированы требования для нахождения пороговых значений результата совместного действия тепловых и механических нагрузок, когда поверхностные слои трущихся тел становятся химически и каталитически активными, что есть необходимым для интенсификации процессов образования эффективного химически модифицированного слоя.

Ключевые слова: пакет присадок, химически активные вещества, поверхность трения, поверхностный слой, хемосорбция, химически модифицированный слой, вторичная структура.

УДК 629.114.026:519.853.6

Решение задач поиска рациональных параметров трансмиссий шахтных дизелевозов методами прямой оптимизации / И.Ю. Клименко, И.А. Таран, М.Н. Трубцидн // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.49-58. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Рассмотрены основная (максимальный КПД) и вспомогательные задачи (аппроксимация экспериментальных данных) оптимизации параметров гидромеханических трансмиссий шахтных локомотивов при помощи модифицированного симплексного метода Нелдера-Мида. Показана возможность нахождения локальных экстремумов на основе предварительного зондирования пространства; равномерного перебора начальных симплексов (при помощи ЛП-т сеток) и локализации найденных экстремумов с введением дополнительных ограничений на N-мерную область определения произвольной целевой функции.

Ключевые слова: гидромеханические трансмиссии шахтных дизелевозов, методы прямой оптимизации, симплексный метод Нелдера-Мида, локальные экстремумы, зондирование N-мерного пространства, ЛП-т сетки, область локализации экстремума, штрафные ограничения.

УДК 621.833

Об одном резерве повышения нагрузочной способности зубчатой передачи Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96 / В.И.Короткин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.58-63. Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

В данной статье рассмотрен вопрос о возможности снижения за счёт увеличения модуля как изгибных, так и контактных напряжений зубьев и повышении нагрузочной способности цилиндрической зубчатой передачи Новикова, выполненной на основе используемого на практике стандартного исходного контура по ГОСТ 30224-96. Работа передачи предполагается в реальных условиях, т.е. при наличии технологических погрешностей изготовления и сборки, а также с учётом податливости зубьев и деталей привода. Увеличение модуля осуществляется при сохранении радиальных и осевых габаритов зубчатой передачи. При обработке результатов моделирования получены рабочие формулы для расчёта эффективных контактных и изгибных напряжений, а также таблицы и графики. Показано, что при увеличении модуля на одну ступень снижаются контактные напряжения до 30% и изгибные до 60%, с возрастанием эффекта по мере понижения степени точности передачи. С учётом нелинейной связи между напряжениями и нагрузочной способностью передачи повышается соответственно до 1,5 раз по контакту и до 2-х раз по изгибу.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, модуль зацепления, изгибные напряжения, контактные напряжения

УДК 621.01:621.913:621.633

Разработка концепции, структуры и принципов создания и функционирования новой технической системы синтеза зубчатых передач / А.В. Кривошея, М.Г.Сторчак, Ю.М. Данильченко, Н.Э. Тернюк, Б.С. Воронцов, А.В. Устиненко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.64-74. – Библиогр.: 28 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье обоснована необходимость, техническая и экономическая целесообразность создания новой технической системы синтеза зубчатых передач и ее поддерживающих математических моделей и информационных технологий с учетом жизненного цикла зубчатых передач. Представлена структура технической системы, концепция, принципы создания и функционирования. Рассмотренная система позволит синтезировать зубчатые передачи с более высокими качественными показателями и обеспечить валидацию всех этапов ее жизненного цикла.

Ключевые слова: зубчатая передача, синтез, концепция, структура, принципы создания, жизненный цикл.

УДК 621.9

Экспериментальные исследования по изготовлению квазиглобидных зубчатых колес / Н.Н. Кузьменко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.75-79. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрена технология изготовления зубьев квазиглобидных зубчатых колес разной геометрии с помощью новой схемы формообразования, когда передние режущие грани не находятся в одной плоскости, в которой находится и ось вращения квазиглобидной заготовки, что приводит к повышению точности изделия. Проведено исследование суммарного пятна контакта квазиглобидной червячной зубчатой передачи. Определена площадь суммарного пятна контакта квазиглобидных зубчатых передач.

Ключевые слова: квазиглобидное зубчатое колесо, инструментальное колесо, зубонарезание, формообразование.

УДК 681.12.08:534.09

Сравнительный анализ точности авторского и дорезонансного методов измерения дисбаланса роторов / А.В. Мамонтов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.79-84. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Приводится оценка метрологической точности авторского способа измерения статической неуравновешенности жестких роторов в сравнении с дорезонансным способом. Выводятся формулы для расчета составляющей относительной погрешности измерения, вызванной линейным трением. Результат анализа свидетельствует о том, что по точности измерения, авторский способ не уступает традиционному дорезонансному способу и может быть реализован на операциях балансировки роторов различных машин и механизмов.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, жесткий ротор, дорезонансный, относительная погрешность, свободные колебания, линейное трение.

УДК 621.83

Оптимизация основных конструктивных параметров высокоэкономичных прецессионных передаточных механизмов с телами качения / М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.85-92. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

В данной статье на основе анализа работ по волновым передачам с телами качения, а так же выполненных аналитических и экспериментальных исследований предложена методика по оптимизации основных конструктивных параметров данных передач по критерию минимизации массогабаритных параметров. Приведены зависимости, учитывающие влияние кривизны дорожек и тел качения, угла нутации и угла наклона фронта периодической дорожки качения на величины возникающих напряжений в процессе передачи вращающего момента.

Ключевые слова: волновая передача, главные кривизны, периодическая дорожка качения, тело качения, угол нутации, оптимизация, прецессия.

УДК 621.833.6

Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times A1$ / В.А. Матусевич, Ю.В. Шарaban, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.93-102. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Приведено исследование зависимости оценки несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times A1$ от выбора его конструктивных свойств. Конструктивные свойства задают числовыми значениями коэффициентов, которые определяют свойства целевой функции минимизации массы механизма. Минимум массы конструкции находят из условия контактной равнопрочности зубчатых зацеплений. Оценка несущей способности конструкции механизма учитывает различные варианты исполнения его конструкции. Вариант исполнения конструкции механизма определяет вид целевой функции минимизации его массы. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма, связанная с реализацией получаемых теоретических значений передаточного отношения одной ступени механизма.

Ключевые слова: планетарный механизм типа \overline{AI} , несущая способность, конструкция оптимальная по массе, аналог массы, контактная равнопрочность зубчатых зацеплений.

УДК 621.9.04

Новый вид твердосплавных пружинно-пластинчатых червячных шевверов и возможности их изготовления / В.А. Настасенко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.103-108. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Работа относится к области червячных зуборезных инструментов, в частности – к сборным червячным шевверам из пластин быстрорежущих сталей и твердых сплавов, предназначенным для обработки червячных зубчатых колес, а также к технологиям их изготовления. Проведен анализ известных пружинно-пластинчатых червячных инструментов, показаны их достоинства и недостатки и предложены новые конструкции, устраняющие данные недостатки. Показана предпочтительная сфера их применения и разработана технология их изготовления. Совокупность проведенных исследований позволяет рекомендовать данные инструменты для высокопроизводительной высокоточной чистовой обработки червячных колес.

Ключевые слова: червячная передача, червячный зуборезный инструмент, шевверы.

УДК 621.855

Динамика напряженно-деформированного состояния элементов цепного привода в металлческом и полимерном исполнении / О.И. Пилипенко, А.В. Полуян // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.109-115. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0791.

Показан новый подход к расчёту динамики напряженно-деформированного состояния элементов цепных передач, учитывающий реальные динамические процессы, неизбежно сопровождающие работу цепных приводов. Рассмотрено изменение: динамических нагрузок, действующих в двухмассовых цепных контурах, необходимой мощности цепных приводов, а также распределения напряжений, результирующихся перемещений, коэффициента запаса прочности пластин звеньев металлческого приводного роликвого цепного контура и упругого монолитного звена полимерной цепи.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние пластин звеньев цепи и упругого полимерного монолитного звена.

УДК 621.833

Контактная прочность зубчатых передач с коническо-цилиндрическими колесами / А.П. Попов, Л.А. Попова // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.116-124. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Представлены материалы по новой зубчатой передаче с пространственной точечной системой зацепления прямых эвольвентных зубьев коническо-цилиндрических зубчатых колес. В указанной передаче зубья шестерни повернуты на малый угол θ относительно зубьев колеса, в связи с чем шестерня с учетом поворота её зубьев на указанный угол является конической, в то время как колесо остается цилиндрическим. При этом оси вращения шестерни и колеса рассматриваемой зубчатой передачи, характеризующейся высокой нагрузочной способностью по контактным напряжениям, остаются параллельными друг другу. Предлагаемая зубчатая передача создана на основе новой теории контактной прочности, разработанной проф. А.П. Поповым.

Ключевые слова: зубчатая передача, напряжения, нагрузочная способность, повернутые зубья, конус.

УДК 539.3

Экспериментальное исследование контактного взаимодействия сложнопрофильных шероховатых тел с учетом податливости / Н.Б. Скрипченко, Н.Н. Ткачук, А.А. Атрошенко, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.124-129. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье описана методика и результаты экспериментального исследования контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Использована технология чувствительных к давлению пленок, которые размещаются между контактирующими телами, они служат индикаторами для определения контактных площадок и датчиками для измерения распределения контактных давлений. Показано соответствие применяемой модели упругому основанию Винклера. В работе экспериментально получена величина податливости промежуточного слоя.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, сложнопрофильное тело, упругое основание Винклера, контактные отпечатки.

УДК 621.833

Анализ основных факторов, определяющих аэрогидродинамическое сопротивление в высокоскоростных зубчатых передачах / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, Д.Н. Марченко,

П.В. Филь, В.Н. Кравченко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.130-134. – Библиогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье выявлена природа аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и предложены относительно простые аналитические выражения, дающие возможность определять энергетическую эффективность высокоскоростных зубчатых передач. На основании уравнения массового баланса определена плотность масловоздушной смеси во впадинах зубчатого колеса и установлено граничное число Эйлера, определяющее достижение ее критического значения. Определены пределы влияния торцевых зазоров на потери мощности и эффективности применения смазкой окулированием.

Ключевые слова: зубчатые передачи, зубчатое колесо, потери мощности, аэрогидродинамическое сопротивление, масловоздушная смесь, торцевой зазор, ширина зубчатого венца.

УДК 621.833

Определение возможности профилирования исходных контуров цилиндрических прямозубых передач кривыми второго порядка / П.Н. Ткач // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.135-144. – Библиогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрена возможность применения эллипса, параболы и гиперболы для образования профиля исходного контура. Определены предельные параметры профильного угла и коэффициента высоты профиля, при которых возможно применение указанных кривых. Разработаны рекомендации по выбору параметров исходного контура таких передач, установлена связь между ними. Предложен общий алгоритм выбора параметров. Проверена возможность применения гиперболы исходного контура вместо традиционного и исходного контура для авиационных зубчатых колес. С использованием результатов данной работы можно проводить дальнейшие исследования геометрии таких передач.

Ключевые слова: исходный контур, прямой зуб, профильный угол, зубчатая рейка.

УДК 621.833; 62.652

Моделирование показателей жесткости эпицикла планетарного колесного редуктора / А.Н. Чанчин // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.144-153. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

На основе разработанных аналитических моделей деформированного состояния эпицикла в составе планетарных колесных редукторов троллейбусов получено функцию приведенной удельной жесткости, отражающую не только упругие деформации зубьев обода эпицикла под действием нормативных нагрузок, но и размеры усталостной трещины в процессе ее развития. По данным анализа эксплуатационных повреждений исследована кинетика усталостных трещин на ободу эпицикла. Установлено, что при наличии трещины показатель приведенной жесткости эпицикла уменьшается пропорционально размерам трещины, что способствует возникновению параметрического резонанса в условиях виброударных режимов колебаний и подтверждает возможность однозначной вибродиагностики усталостных трещин на ободу эпицикла в условиях троллейбусных депо.

Ключевые слова: эпицикл, упругие деформации, усталостная трещина, спектр вибраций.

УДК 621.9.04

Исследование спектра главных частот тренажера-гексапода / В.П. Яглинский, Г.В. Козерацкий, А.С. Обайди, Н.Н. Москвичев // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34(1143). – С.153-158. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье разработаны аналитические зависимости определения резонансных частот динамического тренажера экипажей боевых мобильных машин. Определены резонансные режимы функционирования по шести обобщенным координатам. Установлено, что отклонение платформы от горизонтального положения уменьшает первую, вторую и четвертую главные частоты, а третья и пятая главные частоты возрастают. По результатам численного моделирования построены диаграммы зависимости главных частот от пространственной конфигурации платформы гексапода. Полученные аналитические модели дают возможность выбирать условия функционирования тренажера в диапазоне допустимых значений резонансных частот.

Ключевые слова: частотное уравнение, матрица Якоби, резонанс, жесткость.

ABSTRACTS

Novikov Mikhail Leont'evich in the memories of the candidate of technical sciences Yakovlev A.S. / A.S. Yakovlev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.4-9. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article is devoted to the 100th anniversary of the birth of Doctor of Technical Sciences, Professor M.L. Novikov, founder of circular-helical gearing system. The author, who personally knew M.L. Novikov,

recalls his meetings with them, analyze the achievements and challenges in implementing of Novikov gears. Considered part in the development of M.L. Novikov gearing by leading Soviet scientists who continued to study after his death: A.I. Petrushevich, V.A. Gavrilenko, V.N. Kudryavtsev, R.V. Fedyakin and V.A. Chesnokov, E.G. Rosliver, V.I. Korotkin and others. Also briefly discussed the possibility of forming M.L. Novikov gearing by classical methods Willis and Olivier. This proposal by G.G. Baranov – to form tooth profiles used in the Olivier method two incongruent curves with the inner point touch; proposal by Y.S. Davydov – used for the same purpose incongruent producing pairs. The author also shows that the cylindrical gear pair with a point mesh may be created of a single basic rack by Olivier (Camus) method.

Keywords: gear, Novikov mesh, contact strength.

Wear simulation for evolutive tooth profile of the bush-roller chain drive / S.V. Andrienko, A.V. Kuznetsova, A.V. Ustinenko, R.V. Protasov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.10-15. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0791.

When using chain drives in dusty conditions, and for sprockets of the drive wheels for tracked vehicles, to the forefront the problem of accelerated abrasive wear of working teeth profiles. It is proposed to solve this problem using evolutive chain mesh, which can ensure the reduction of sliding velocities and contact pressure. A method for the synthesis of tooth form by constructing Bobillier. The solution of the differential equation that describes the profile stars, obtained numerically by the Runge-Kutta method in the system MathCAD using the built-in function Rkadapt. Approximation of the profile with the help of a third-order Bezier curve was made. The methods are developed: determining sliding velocities in the chain engagement; calculating the curvature radius of the tooth profile based on differentiating the Bezier curve; determination of contact stress by H. Hertz formula. Mathematical model of the sprocket tooth wear is developed. Method of evaluation the resource chain drive on the criterion of wear resistance of the tooth profile is proposed.

Keywords: chain drive, sprocket, tooth, evolutive profile, wear.

Possibilities of using AutoCAD in the design of new mesh profiles / Miroslav Božanský, Radoslav Orococký, Rastislav Janček // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.15-19. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0791.

Modern engineering places high demands on machine parts (increase of loading capacity and resource, low the weight, reducing design time), which are often contradictory. Therefore, the task of finding the optimal parameters of the items is very difficult. All this fully applies to the gears. Promising is mesh with the convex-concave tooth contact. This type of mesh is described by complex functional dependencies. The existing top-level software (CATIA, Pro/ENGINEER, ANSYS) allow for a full cycle of synthesis and analysis of gears. However, the products of the lower level (AutoCAD) with extension programming language AutoLISP allow synthesis of tooth profile and conduct geometric analysis. The article describes the implementation of a geometric synthesis and analysis of gears with convex-concave tooth contact in AutoCAD system with the AutoLISP extension. This software implementation can create gears in 2D and 3D, edit the synthesized profile and output control sizes of gears.

Keywords: AutoCAD, AutoLISP, CATIA, convex-concave contact, modification of convex-concave mesh.

Features of the load capacity calculation of open gearings/ B.V. Vinogradov, D.A. Fedin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.19-25. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

The article analyzes the current trends in heavy machinery drive production. It is shown that the main trend is the increase of the drive power and the use of drives with two motors. Open gearing – the main type of gearing in heavy machinery. It is shown that the errors occur during manufacture, installation and operation of open gearing. There is always a non run-out component of gearing error. Gearing errors lead to non-uniform distribution of the load along the length of the contact lines. Gears open gearings have a complex structure. Gears deform under the load. This leads to non-uniform distribution of the load along the length of the contact lines. The results of experimental studies of non-uniform distribution of the load in open gearing of tumbling mills are presented. It is shown that the distribution of load along the length of the contact line is linear. One of the ways to reduce the non-uniform distribution of the load in open gearing is the use of self-aligning pinion. The finite element method was used to investigate the stress-strain state of self-aligning pinion in the absence of gearing errors. It is shown that the gear is in the essentially three-dimensional stress-strain state. Unlike standard methods ISO6336, DIN 3990, AGMA finite element method allows to obtain reliable data for the calculation of the strength of the open gearings of heavy machinery.

Keywords: open gearing, finite element method, stress calculation, self-aligning pinion.

УДК 621.833

Creating a normative base tests of mechanical drives engineering application / V.N. Vlasenko, I.V. Dobrovolskaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.25-29. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Reviewed the work of LLC "Institute "Gear" and TC 47 "Mechanical drives" when creating the regulatory framework testing the mechanical actuators of planetary type. Program and methods of testing PM-121 was developed and implemented for distribution on prototypes and mass-produced gear-boxes and geared motors Planetary single- and multistage, including block constructed from modules with a planetary gear-building applications) tests are carried at the testing center LLC "Institute" Gear "and machine-building enterprises producing mechanical drives planetary type. permitted testing of the present PM special planetary gear and gear motors, appointment and conditions of use which are similar to parts of general machine. PM installs the procedure for obtaining at acceptance, qualification, periodic and typical tests of reliable information on the actual values of the technical characteristics of products. Some provisions of the PM can be used to conduct research tests. The technique is also suitable for certification testing.

Keywords: test methods, the mechanical drive of the planetary type.

Changing the kinematics of gear hobbing machine for gear cutting by radial-circular method / S.I. Gromnjuk, I.Je. Grycaj // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.30-34. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

The article viewed directions upgrading serial gear manually controlled gear's cutter machine under for radial-circular way. Changing gear kinematics conventional machine is as follows. Rotating disk mill provided by servomotor controlled controller or computer. Speed cutters of the mill take depending on mechanical properties of the cog-wheel's material and its diameter. Periodic mill's motion in the radial direction has a frequency equal to the number of teeth and wheels by means of servomotor. Instrumental carriage with a cutter installed on ball bearings in double guides. Manage servomotor carriage is also carried out by the controller or computer. Set value displacement, depending on the module. Simultaneous control of two working movements – cutting speed and radial displacement cutters cut serrated surfaces allows any profiles- involute, sinusoidal, Novikov gearing, arch, asymmetrical, stars and others.

Keywords: gear's cutter machine, radial-circular way, CNC-cutting, Mekhatronik, effectiveness.

Calculation of distribution of loads on width of teeth, a sag of shafts, the forces operating on legs, and deriving of signals for preliminary treatment of gears in system ASGEARS / V.L. Dorofeev, D.V. Dorofeev, V.N. Zhuravlev, A.B. Edinovich // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.35-40. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

This article describes the use of the software complex ASGEARS for calculation of load distribution across the width of the teeth, the shafts bending and of the forces acting on the supports transmissions. Was used a special finite element model calculation, the function form of which is fully consistent with the differential equation of bending. The number of stages shaft having different diameters, has no limitations. The angular or radial fixing nodes, radial forces or bending moments was taken into account. ASGEARS has fifteen-level relational database, which stores information about the sizes of the shafts. The calculation results are displayed in numerical and graphical form. The results of the calculation of the bending of the shafts are transmitted to the system calculation of gears, where the calculated distribution of the contact and bending stresses across the width of the teeth, the stiffness of the system elements, radial and torsional vibration. The article shows examples of input data calculation results.

Keywords: ASGEARS, shaft, transmission, form function, distribution of loadings on width of teeth.

The impact of surface layers state formed by additives at friction surfaces on the nature of conjugation materials deformation / A.V. Zakharchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.41-48. – Bibliogr.: 41. – ISSN 2079-0791.

The analytical review of solution tracks for a problem to choose the lubricant conforming to specific conditions of exploitation in accordance with the triboconjugation surface layers state and deformation nature on the basis of state-of-the-art tribological sources. The requirements are systematized for determining the threshold values for the outcome of joint action of thermal and mechanical load when the friction surfaces become chemically and catalytically active that is needed for the intensification of an effective chemically modified layer formation processes. In general the friction couples on the surface of which more homogeneous structure has been formed within the friction process are characterized with better tribo-engineering features. If on the friction surface there is a combination of topographical elements that are typical for diverse structures, then it testifies to the tribological unit unstable operation. A great number of some deficiencies on the surfaces testifies to the tribological unit unstable operation too.

Keywords: a package of additives, chemically active substances, friction surface, superficial layer, chemisorption, and a chemically modified layer, secondary structure.

The task solution of searching rational parameters of mine locomotive transmissions by methods of direct optimization/ I.Yu. Klymenko, I.A. Taran, M.N. Trubitsin // Bulletin of NTU "KhPI".

Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.49-58. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

The main (maximum efficiency) and auxiliary tasks (approximation of experimental data) of optimizing the parameters of hydromechanical transmission of mine locomotives using the modified simplex method of Nelder-Mead are considered. The possibility of finding local extremums on the basis of the preliminary probing space; evenly busting the initial simplex (using LP- τ grids) and localization of extremums found with the introduction of additional restrictions on the N-dimensional space of arbitrary objective function. Further refinement of the algorithm is supposed to be carried out in the direction of balance account for simplex vertices, to reduce the number of iterations carried out – considering the second best and the worst peaks. Also stopping criterion for calculating, on the principle of full coverage zones OOTSF localization, ie receiving a total of its examination developed.

Keywords: mine diesel locomotives, hydromechanical transmission, methods of direct optimization, the simplex method of Nelder-Mead, local extremums, probing N-dimensional space, the LP- τ grids, localization region of extremum, punitive restrictions.

About one a reserve of increase the load capacity of the Novikov gearing with basic rack profile according to GOST 30224-96 / V.I. Korotkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.58-63. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

This article considers the possibility of reducing the bending and contact stresses as well as increasing the load capacity of cylindrical Novikov gearing made on the basis used in practice standard basic rack profile according to GOST 30224-96 due to the increase of module. Job of transmission is expected in the real world, i.e. in the presence of manufacture and assembly errors and taking into account the compliance of the teeth and drive components. With increasing module remain unchanged radial and axial overall dimensions of gear transmission. When processing the results of modeling received the working formula for the calculation of effective contact and bending stresses, as well as tables and graphs. It is shown that with increasing module one step reduces the effective contact stresses up to 30%, and bending up to 60%, wherein effect increases with decreasing degree of Accuracy for Transmission. Taking into account the non-linear relationship between stress and load load capacity of the transmission is increased, respectively, to 1.5 times for contact and up to 2 times by bending.

Keywords: Novikov gearing, module engagement, bending stresses, contact stresses

Development of the concept, structure and principles of the establishment and functioning of a new technical system for gears synthesis / A.V. Krivosheya, M.G. Storchak, Yu.M. Danilchenko, N.E. Ternuk, B.S. Vorontsov, A.V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.64-74. – Bibliogr.: 28. – ISSN 2079-0791.

In the article the necessity, the technical and economic feasibility of creating a new technical system synthesis gears and its support of mathematical models and information technology, taking into account the life cycle of gears. These information technologies through support for the lifecycle of products can be used not only to improve efficiency, productivity and profitability of the processes of business, but also to create new mechanisms or radical improvement of the known. The article made an analysis and presents particular technical system development and information technology to support it on the example of the synthesis of gears as one of the most complex and mass higher kinematic pairs. The structure of the technical system, concepts, principles of creation and functioning. Considered system will enable synthesize gears with higher quality performance and provide validation of all stages of its life cycle.

Keywords: gear, synthesis, concept, structure, principles of creation, life cycle.

Experimental studies on the production of globoid gears / N.N. Kuzmenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.75-79. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

Major geometric and kinematic parameters of produced globoid teeth wheels are as follows: relative sliding speed; total speed of contacting surfaces displacement; angle between vector of relative speed and direction of contact lines; transformed curvature of contacting surfaces; specific slides at the instrument tooth and teeth wheel being treated; the length of contact line. Analysis of these parameters allowed to increase precision of globoid teeth wheel due to perfection of heir shape formation scheme. Estimation of precision of globoid teeth wheels treatment by the suggested method of shape formation has been investigated in comparison with existing shape formation schemes. The total area of contact for kvazi-globoid contact gears is defined.

Keywords: kvazi-globoid gear-wheel, instrumental wheel, gear cutting, shaping.

Comparative analysis of accuracy of autor's and preresonance methods of measuring rotor unbalance / A.V. Mamontov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.79-84. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

The paper estimates metrological accuracy the author's method of measuring static disbalance of rigid rotors compared to preresonance one. Formula are derived for calculating component of relative measurement error caused by linear friction. Also, the calculated data were obtained in the form of diagrams. The result of analysis is indicative of the fact that by measurement accuracy the author's method has an advantage over preresonance one and can be used in technological operations of rotor balancing of various machines and mechanisms. Scientific novelty consists in the derivation of formulas for calculating the component of the relative error of the imbalance via partial preresonance o for methods and copyright caused by linear friction. The practical significance of this study is to confirm the possibility of establishing more precise and easier to manufacture and maintain the equipment to determine the static unbalance of rotors.

Keywords: balancing, unbalance, rigid rotor preresonance, relative error, free oscillations, linear friction.

Optimization of main design factors highly economical precessional drives with rolling elements / M.V. Margulies, Y.O. Gordienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.85-92. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

One of primary goals of the trend of intensive development of modern engineering sets is a continuous increase of power and decrease of mass and dimensional characteristics of drives of the machines and mechanisms. This makes the development of improved drives with progressive harmonic drives with rolling elements an actual task. In this article method of optimization of main design factors for minimization of mass and dimension parameters is given. The article is based on the analysis of scientific researches on calculation of deflected mode of machine elements at a local compression and publications about harmonic drives with rolling elements, and competed analytical researches and experimental data which are obtained during test prototype of mechanism. Dependencies that consider the influence of curvature of race grooves and rolling elements and nutation angle on values of contact stress which occur in workloads transfer process are given.

Keywords: harmonic drive, principal curvatures, periodic race groove, rolling elements, nutation angle, optimization, precession.

Evolution of loading ability of optimal on mass construction of planetary mechanism of type $2 \times \overline{AI}$ from conditions of contact balances / V.A. Matusевич, U.A. Sharaban, A.V. Shehov, V.T. Abramov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.93-102. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

Research of dependence evolution of the loading ability of the mass optimal structure of planetary mechanism of type $2 \times \overline{AI}$ on the chosen his design data is given. Structural properties set the numerical values of coefficients which determine properties of objective function of minimization of mass of mechanism. The minimum of mass of structure is found from a condition of contact strength balances of gear gearings. Estimation of the loading ability structure of mechanism takes into account the different variants of execution of his structure. The variant of execution of structure of mechanism is determined by the type of objective function of minimization of his mass. The problem of choice of optimum on mass structure of power mechanism associated with the implementation of the theoretical values obtained by the gear ratio of one stage mechanism is considered.

Keywords: planetary mechanism of type \overline{AI} , loading ability, optimal structure of the mass, analog of the mass, contact balances of gear gearings.

New type of herd alloy sprig-plate worm shavers and possibility of their manufacturing / V.A. Nastasenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of the mechanical drive – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.103-108. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

The work deals with the realm of worm gear cutting tools in particular with assembled worm shavers made from high speed steels and hard, alloys intended for machining worm gear manufacturing process. Its implementation is connected with the need to improve the worm gear and tools to make them. One solution to this problem is finishing worm gear shaving. The analysis of known spring plate worm cutting tools was done, their merits and drawbacks were shown, and new designs eliminating these drawbacks were suggested: a preferable realm of their application was shown, and their manufacturing process was developed. Analyzed the technical and economic parameters of the proposed designs of shavers. Material consumption and complexity of manufacturing the proposed shavers reduced by 10%. The sum total of research done allows to recommend the instruments of question for high-productive and high-precision finish machining of worm wheels.

Keywords: worm gear, worm gear cutting tools, shavers.

Dynamics of the stress-strained state elements of a chain drive in metal and polymeric implementation / O.I. Pilipenko, A.V. Poluyan // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.109-115. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0791.

A new approach to the calculation of the dynamics of the stress-strained state of chain transmissions are shown, which takes into account the real dynamic processes occurring during operation of chain drives. Maximum stress of a monolithic elastic polymeric link is less than the internal metal plate of the chain link. In the event of the maximum (peak) stress occurs and the corresponding maximum (peak) resulting elastic movement in the nodes of elements of the chain investigated. During these moments there is a reduction of the minimum safety factor of the material investigated elements of the chain. In addition, the obtained average value of the minimum safety factor plates metal chain corresponds to the traditional high value for such chains, and for the polymer chain, this value is placed within the machine-building norms. The existence of emerging vibration loads that multiple act on the sprockets and chain contour during operation of transmission. They are concentrated in the areas of microshock interaction roller chain with sprockets and, as a result of such influence, there are large localized stresses and elastic displacements in the material, which in most cases is the reason for breaking the plates of the chain links.

Keywords: stress-strained state plates of the chain links and the elastic polymer monolithic link.

Contact strength of toothed gearings with bevel-cylindrical gears / A.P. Popov, L.A. Popova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.116-124. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

The materials on the novel toothed gearing with spatial spot gearing of the straight evolvent teeth of the bevel-cylindrical gears have been presented. In this gearing the teeth of the pinion were turned by a small angle θ relatively of the gear teeth. In connection with this and taking into account the angle θ , the pinion presents itself bevel whereas the gear remains cylindrical. By that the axes of rotation of the pinion and gear remain parallel each other. The given gearing is characterized by high load capacity on contact stresses. The proposed gearing has been created on the basis of the new theory of contact strength worked out by prof. Popov A.P. To determine the maximum values of contact stresses under consideration gearing spatial contact problem is solved, providing not only finding contact stresses, but also the size of the elliptical contact area, and the minimum values of the rotation angle θ with respect to pinion teeth of the gear teeth.

Keywords: gearing, stresses, load capacity, turned teeth, bevel-cylindrical gearing.

Experimental research of contact interaction of complex rough bodies in view of compliance including compliance / N.B. Skripchenko, N.N. Tkachuk, A.A. Atroshenko, N.A. Tkachuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.124-129. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

Important task is to determine the possible application of the developed, adapted or improved methods for the numerical investigation. Accuracy of numerical solutions by varying the parameters of numerical models is also an important task. The boundary element method is used for numerical solution of the contact problem. The article describes the method and results of experimental research of contact interaction complex-shaped bodies. The technology of pressure-sensitive films, which are placed between the contacting bodies, was used; they serve as indicators for the determination of the contact areas and sensors for measuring the contact pressure distribution. The correspondence used model with Winkler elastic foundation was shown. The magnitude of the compliance of the intermediate layer was obtained experimentally. Possibility of modeling contact interaction of complex-shaped bodies with the elastic layer using variants of the method of boundary integral equations has been demonstrated.

Keywords: contact interaction, complex body, Winkler elastic foundation, contact prints.

Analysis of key factors that influence aerodynamic friction in high-speed gear transmissions / V.V. Stavitskiy, P.L. Nosko, D.N. Marchenko, P.V. Fil, V.M. Kravtchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.130-134. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2079-0791.

This paper presents a discussion of the nature of windage and churning power losses. Relatively straightforward analytical mathematical expressions are offered to determine the energy efficiency of high-speed gears. A series of formulas which enable accurate prediction of windage and churning power losses for one pinion characteristic of gear transmission geometry and prediction of physical properties of lubrication are presented. Presented dependencies allow to calculate energy efficiencies of high-speed gears with minimum calculation efforts not only taking into account mechanical friction losses, but also taking into account windage and churning power losses. Specific gravities for different kinds of power losses are presented. Analytical dependencies of oil-air density on gear transmission geometries (rotational speed, tooth face width, radial and axial clearances, helix angle) are obtained based on mass balance. Influence limits are studied for the effect of the end gaps on the power losses, and for the effectiveness of lubrication by immersion in an oil bath.

Keywords: high-speed, transmissions, gears, windage and churning power losses, oil-air mixture, tooth face width, gear pitch radius, axial clearance.

Determining of opportunity of the cylindrical spur transmissions basic rack's profiling by curves of the second order / P.M. Tkach // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.135-144. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2079-0791.

The opportunity of application of second order curves, such as ellipse, parabola and hyperbola is considered at a profiling of a cutting rack's teeth which is applied to manufacture of cylindrical spur transmissions. Limiting values of parameters of ellipse, hyperbola and parabola which make possible application of these curves as profiles of cutting rack's teeth are defined. In particular, for factor of height of the profile $h=1,25$ at a pressure angle on the initial direct $\alpha_n < 17,43^\circ$ profile will be circumscribed by an ellipse, at $\alpha_n > 17,43^\circ$ – a hyperbola, and at $\alpha_n = 17,43^\circ$ – a parabola. Synthesis algorithms of gearings are offered on the basis of cutting rack's teeth, delineated by second order curves – ellipse and hyperbola (common algorithm), and also for parabola. Control calculation which has confirmed an opportunity to find alternative for traditional involute transmissions with a pressure angle 20° and for aviation gears with a pressure angle 25° and $30,5^\circ$ is executed. With use of results of the given operation it is possible to make the further researches of geometry of such transmissions.

Keywords: cutting rack's tooth, a straight tooth, a shape angle, teeth rack.

Modeling stiffness values of epicycle planetary wheel gear / A.N. Chanchin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KPI", 2015. – №34(1143). – P.144-153. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

On the basis of developed analytical models of an epicycle as a part of planetary wheel gear of trolleybus it is received a function of the specific rigidity considering the crack sizes, elastic deformations of teeth and of a rim of an epicycle under the influence of operational loadings. According to the analysis of operational damages the kinetics of fatigue cracks in a rim of epicycle is investigated. It is established that in epicycles with rather thin rim the kinetics of a fatigue crack totals three stages. The crack arising in a hollow between teeth is directed on a normal to a hollow surface, and after an exit to an external surface turns in thickness of a rim where under the influence of sign-variable flexural tension develops parallel to an axis. Final destruction of a rim is observed on a site of spline connection of an epicycle with the gearbox casing in section at an angle $25 \dots 40^\circ$.

Keywords: epicycle, elastic deformations, fatigue crack, spectrum of vibrations.

Research of a range of the main frequencies of exercise machine-hexapod / V.P. Yaglinisky, G.V. Kozeratsky, A.S. Obaydi, N.N. Moskvitchev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №34(1143). – P.153-158. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

In article analytical dependences of determination of the main frequencies of the dynamic exercise machine of crews of fighting mobile vehicles are developed. Exercise machines on the basis of a hexapod machine out real overloads on crews of cars, model the movement of the vehicle in the conditions of difficult maneuver, an adverse condition of the road, case vibration, at refusal of systems of the car or its partial destruction. In emergency situations of maneuver of the car there are difficult spatial movements and overloads which become defining at working off of professional skills of maneuvering. Therefore research of a range of the main frequencies of free fluctuations of system of the exercise machine-hexapod is an actual task. At the movement of the exercise machine its spatial orientation and respectively oscillatory parameters changes. At fluctuations of the exercise machine round this configuration Jacobian systems can be considered invariable. The generalized coefficients of rigidity and inertia thus are constants. The resonant modes of functioning of the exercise machine are determined from the frequency equation by six generalized coordinates: to three coordinates of a pole of a platform and three corners of Euler-Krylov. By results of numerical modeling charts of dependence of the main frequencies on a spatial configuration of a platform of a hexapod are constructed. At a platform deviation from horizontal situation the first, second and fourth main frequencies decrease and the second and fifth – increase. Value of the sixth main frequency fluctuates at the level of $3000s^{-1}$ and almost doesn't depend on a corner ($-20^\circ \dots +20^\circ$) turn of a platform. The set of spatial configurations of a platform with low values the main frequencies is defined. The knowledge of a range of the main frequencies facilitates a choice of a trajectory of possible maneuver of the exercise machine when training crews of cars. The received analytical models give the chance to choose exercise machine operating conditions in the range of admissible values of resonant frequencies.

Keywords: frequency equation, Jacobi's matrix, resonance, rigidity.

З М І С Т

Яковлев А.С. Новиков Михаил Леонтьевич в воспоминаниях кандидата технических наук Яковлева А.С.....	4
Андрюченко С.В., Кузнецова А.В., Устиненко А.В., Протасов Р.В. Моделирование процесса износа эволютного профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи	10
Мирослав Бошански, Радослав Орокоцки, Растилав Янчек Возможности использования AutoCAD при проектировании новых профилей зацепления... ..	15
Виноградов Б.В., Федин Д.А. Особенности расчёта открытых зубчатых передач на прочность	19
Власенко В.Н., Добровольская И.В. Создание нормативной базы испытаний механических приводов общемашиностроительного применения	25
Громнюк С.І., Грицай І.Є. Зміна кінематики зубофрезерного верстата для нарізання зубчастих коліс радіально-коловим способом	30
Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Журавлёв В.Н., Единович А.Б. Расчет распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов, сил, действующих на опоры, и получение сигналов для диагностики зубчатых передач в системе ASGEARS	35
Захарченко А.В. Влияние состояния поверхностных слоёв, образуемых присадками на поверхностях трения, на характер деформации материалов сопряжений	41
Клименко И.Ю., Таран И.А., Трубицин М.Н. Решение задач поиска рациональных параметров трансмиссий шахтных дизелевозов методами прямой оптимизации	49
Короткин В.И. Об одном резерве повышения нагрузочной способности зубчатой передачи Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96	58
Кривошея А.В., Сторчак М.Г., Данильченко Ю.М., Тернюк Н.Э., Воронцов Б.С., Устиненко А.В. Разработка концепции, структуры и принципов создания и функционирования новой технической системы синтеза зубчатых передач	64
Кузьменко Н.Н. Экспериментальные исследования по изготовлению квазиглобоидных зубчатых колес.....	75
Мамонтов А.В. Сравнительный анализ точности авторского и дорезонансного методов измерения дисбаланса роторов	79
Маргулис М.В., Гордиенко Я.О. Оптимизация основных конструктивных параметров высокоэкономичных прецессионных передаточных механизмов с телами качения	85
Матусевич В.А., Шарaban Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times AI$ из условия контактной равнопрочности	93

Настасенко В.А. Новый вид твердосплавных пружинно-пластинчатых червячных шеверов и возможности их изготовления.....	103
Пилипенко О.И., Полуян А.В. Динамика напряжённо-деформированного состояния элементов цепного привода в металлическом и полимерном исполнении	109
Попов А.П., Попова Л.А. Контактная прочность зубчатых передач с коническо-цилиндрическими колесами.....	116
Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.Н., Атрошенко А.А., Ткачук Н.А. Экспериментальное исследование контактного взаимодействия сложнопрофильных шероховатых тел с учетом податливости	124
Ставицький В.В., Носко П.Л., Марченко Д.М., Філь П.В., Кравченко В.М. Аналіз основних факторів, що визначають аерогідродинамічний опір у високошвидкісних зубчастих передачах	130
Ткач П.М. Визначення можливості профілювання вихідних контурів циліндричних прямозубих передач кривими другого порядку.....	135
Чанчін А.М. Моделювання показників жорсткості епіциклу планетарного колісного редуктора.....	144
Ягліньський В.П., Козерацький Г.В., Обайді А.С., Москвичов М.М. Дослідження спектру головних частот тренажера-гексаподу	153
Реферати	159
Рефераты	164
Abstracts	169

CONTENTS

<i>Yakovlev A.S.</i> Novikov Mikhail Leont'evich in the memories of the candidate of technical sciences Yakovlev A.S.....	4
<i>Andrienko S.V., Kuznetsova A.V., Ustinenko A.V., Protasov R.V.</i> Wear simulation for evolute tooth profile of the bush-roller chain drive.....	10
<i>Miroslav Bořanský, Radoslav Orococký, Rastislav Janček</i> Possibilities of using AutoCAD in the design of new mesh profiles.....	15
<i>Vinogradov B.V., Fedin D.A.</i> Features of the load capacity calculation of open gearings	19
<i>Vlasenko V.N., Dobrovolskaya I.V.</i> Creating a normative base tests of mechanical drives engineering application	25
<i>Gromnjuk S.I., I.Je. Grycaj</i> Changing the kinematics of gear hobbing machine for gear cutting by radial-circular method	30
<i>Dorofeev V.L., Dorofeev D.V., Zhuravlev V.N., Edinovich A.B.</i> Calculation of distribution of loads on width of teeth, a sag of shafts, the forces operating on legs, and deriving of signals for preliminary treatment of gears in system ASGEARS..	35
<i>Zakharchenko A.V.</i> The impact of surface layers state formed by additives within friction surfaces on the nature of conjugation materials deformation	41
<i>Klymenko I.Yu., Taran I.A., Trubitsin M.N.</i> The task solution of searching rational parameters of mine locomotive transmissions by methods of directoptimization	49
<i>Korotkin V.I.</i> About one a reserve of increase the load capacity of the Novikov gearing with basic rack profile according to GOST 30224-96	58
<i>Krivoshaya A.V., Storchak M.G., Danilchenko Yu.M., Ternuk N.E., Vorontsov B.S., Ustinenko A.V.</i> Development of the concept, structure and principles of the establishment and functioning of a new technical system for gears synthesis.....	64
<i>Kuzmenko N.N.</i> Experimental studies on the production of globoid gears.....	75
<i>Mamontov A.V.</i> Comparative analysis of accuracy of autor's and preresonance methods of measuring rotor unbalance.....	79
<i>Margulies M.V., Gordienko Y.O.</i> Optimization of main design factors highly economical precessional drives with rolling elements.....	85
<i>Matusevich V.A., Sharaban Yu.A., Shehov A.V., Abramov V.T.</i> Evolution of loading ability of optimal on mass construction of planetary mechanism of type 2 × AI from conditions of contact balances	93
<i>Nastasenko V.A.</i> New type of herd alloy sprig-plate worm shavers and possibility of their manufacturing.....	103
<i>Pilipenko O.I., Poluyan A.V.</i> Dynamics of the stress-strained state the elements of a chain drive in in metal and polymeric implementation	109

<i>Popov A.P., Popova L.A.</i> Contact strength of toothed gearings with bevel-cylindrical gears.....	116
<i>Skripchenko N.B., Tkachuk N.N., Atroshenko A.A., Tkachuk N.A.</i> Experimental research of contact interaction of complex rough bodies in view of compliance including compliance.....	124
<i>Stavitskiy V.V., Nosko P.L., Marchenko D.N., Fil P.V., Kravtchenko V.M.</i> Analysis of key factors that influence aerodynamic friction in high-speed gear transmissions.....	130
<i>Tkach P.M.</i> Determining of opportunity of the cylindrical spur transmissions basic rack's profiling by curves of the second order.....	135
<i>Chanchin A.N.</i> Modeling stiffness values of epicycle planetary wheel gear	144
<i>Yaglinsky V.P., Kozeratsky G.V., Obaydi A.S., Moskvichev N.N.</i> Research of a range of the main frequencies of exercise machine-hexapod	153
Abstracts	169

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Збірник наукових праць

Серія:
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

№ 34 (1143) ' 2015

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А. Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, доц. О.В. Устиненко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ".
Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин.
Тел.: (057) 707-69-01, (057) 707-69-02, (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Обл.-вид № 33-15

Підп. до друку 28.07.2015р. Формат 60×90/16. Папір офісний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,8.
Наклад 300 пр. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ". Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009р.
61002, Харків, вил Фрунзе, 21

Надруковано ТОВ "ПЛАНЕТА-ПРИНТ"
Свідоцтво №24800170000040432 від 21.03.2001р.
61024, Харків, вул. Фрунзе, 16